



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

---

Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Studijní rok:

2006/07

Jméno a příjmení: Jan Valtera  
Studijní program: M 2301 Strojní inženýrství  
Obor: 2302 T010 Konstrukce strojů a zařízení  
Zaměření: Textilní stroje

## OPTIMALIZACE ROZVÁDĚCÍHO MECHANISMU ROTOROVÉHO DOPŘÁDACÍHO STROJE S ŘÍZENÝM POHONEM

## OPTIMALIZATION OF DISTRIBUTION MECHANISM FOR CONTROLLED-DRIVE ROTOR SPINNING MACHINE

KTS - M240

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jaroslav BERAN, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Michal Hubálek, Ph.D.

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 52  
Počet příloh: 8  
Počet obrázků: 34  
Počet tabulek: 4

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

## Declaration

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I am fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purpose of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date:

Signature:

## Anotace

Tato diplomová práce se zabývá analýzou a optimalizací soustavy rozváděcí tyče bezvřetenového rotorového dopřádacího stroje. Hlavním cílem je vytvoření matematického modelu popisujícího dynamické chování soustavy rozváděcí tyče a návržení prvků absorbujících energii v úvratích rozváděcího pohybu. Vstupní parametry duralových a kompozitních tyčí byly experimentálně ověřeny a vyhodnoceny. Matematický model je vytvořený v programovém prostředí Pro/Engineer a na základě výsledků z výpočtů hledá optimální naladění pružných absorpčních prvků soustavy rozváděcí tyče.

## Klíčová slova

Rozváděcí mechanismus, rozváděcí tyč, matematický model, dynamická analýza, moment

## Annotation

This diploma thesis focuses on traversing bar system of rotor spinning machine BT-923. The main task is a construction of mathematical model describing the manner of the traversing bar system and design of component units absorbing energy in reversal points of distribution movement. Input characteristics of dural and composite distribution poles were experimentally tested and analysed. The mathematical model is constructed in Pro/Engineer programme and searches for optimal tuning of elastic absorbing units of traversing bar system.

## Keywords

Traversing mechanism, traversing bar, mathematical model, dynamic analysis, moment

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucím mé diplomové práce Doc. Ing. Jaroslavu Beranovi CSc. za cenné rady a ochotu při řešení mé diplomové práce, kolektivu pracovníků Katedry textilních a jednoúčelových strojů za poskytnuté podmínky pro mé studium.

A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým blízkým, kteří mě po celou dobu studia podporovali.

**Obsah**

Seznam použitých zkratek .....	9
Úvod.....	11
1. Obecný přehled .....	12
1.1 Rotorový dopřádací stroj.....	12
1.2 Požadavky na mechanismus rozvádění.....	13
2. Rešerše známých mechanismů rozvádění.....	16
2.1 Mechanismus s radiální vačkou .....	17
2.2 Mechanismus s axiální vačkou .....	18
2.3 Mechanismus rozvádění dvěma přímočarými motory (2002-3430).....	20
2.4 Mechanismus s excentricky otočným kolem (1999 –1714) .....	21
2.5 Rozvádění pomocí asymetrických kol (2003-3278).....	21
2.6 Mechanismus krokovým motorem (1989-212) .....	22
2.7 Mechanismus rozvádění s řízenými pohony (1999-468).....	23
2.8 Pomocí klikového mechanismu s řízeným pohonem (2006-329).....	24
3. Experimentální stanovení průběhu zrychlení na BD stroji .....	27
4. Měření materiálových vlastností rozváděcí tyče.....	28
4.1 Hmotnostní parametry těles .....	28
4.2 Materiálové parametry těles.....	29
4.3 Měření dynamického chování RT.....	29
5. Optimalizace hnacího momentu 1 .....	33
5.1 Stavba modelu.....	33
6. Optimalizace hnacího momentu 2 .....	38
6.1 Stavba matematického modelu soustavy rozváděcí tyče .....	38
6.2 Analýza řešení absorpce sil na běžci mechanismu .....	41
6.3 Analýza řešení absorpce dynamických sil podél RT .....	43
7. Konstrukční řešení .....	46
7.1 Návrh pružiny .....	46
7.2 Modifikace držáku třetí ruky k uchycení pružin.....	48
8. Vyhodnocení .....	50
Literatura.....	51
Seznam příloh .....	52

## Seznam použitých zkratk

BD		Bezvřetenový dopřádací stroj
$b_i$	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$	Koeficient viskózního tlumení členu soustavy
$\beta$	$[^\circ]$	Úhel křížení
$\varnothing D_t$	$[mm]$	Vnější průměr RT
$\varnothing d_t$	$[mm]$	Vnitřní průměr RT
$\varnothing D_1$	$[mm]$	Vnější průměr pružiny
$\varnothing D$	$[mm]$	Střední průměr pružiny
$\varnothing D_2$	$[mm]$	Vnitřní průměr pružiny
$\eta$	$[-]$	Ztrátový činitel
$E_d$	$[GPa]$	Youngův modul pružnosti - dural
$E_k$	$[GPa]$	Youngův modul pružnosti – kompozit z uhlíkových vláken
$f_n$	$[Hz]$	Vlastní frekvence RT
$\Delta f_n$	$[Hz]$	Šířka pásma zatlumení
$f_0$	$[Hz]$	Vlastní frekvence pružiny
$F_t$	$[N]$	Třecí síla
$F_s$	$[N]$	Síla pružiny na sekci
$F_c$	$[N]$	Celková síla vyvozená všemi pružinami na sekcích
$F_v$	$[N]$	Síla připadající na jedno vedení RT na sekci
$F$	$[N]$	Zobecněná síla vyvinutá pružinou
$G$	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
$I_h$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti hřídele
$I_s$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti setrvačnicku
$I_k$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti modifikované kliky
$I$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti všech rotujících součástí na klice
$K$	$[-]$	Korekční součinitel napětí v krutu
$k_d$	$[N \cdot m^{-1}]$	Materiálová tuhost duralové tyče (2350 mm)
$k_k$	$[N \cdot m^{-1}]$	Materiálová tuhost kompozitní tyče (2350 mm)
$k_{dv}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Materiálová tuhost duralové tyče (1815 mm)
$k_{dk}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Materiálová tuhost duralové tyče (1865 mm)
$k_{kk}$	$[N \cdot m^{-1}]$	Materiálová tuhost kompozitní tyče (1865 mm)
$k_b$	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost pryžové pružiny na běžci

$LF_{il}$	[N]	Lokální pružina příslušného členu soustavy-levá úvrat'
$LF_{ip}$	[N]	Lokální pružina příslušného členu soustavy-pravá úvrat'
$LF_l$	[N]	Lokální síla pružiny koncové polohy– levá
$LF_p$	[N]	Lokální síla pružiny koncové polohy – pravá
$l_{min}$	[mm]	Největší dovolená deformace pružiny
$m_c$	[kg]	Celková hmotnost zátěže
$m_d$	[kg]	Hmotnost duralové rozváděcí tyče (2350 mm)
$m_k$	[kg]	Hmotnost uhlíkové kompozitní rozváděcí tyče (2350 mm)
$m_{dk}$	[kg]	Hmotnost duralové rozváděcí tyče (1850 mm)
$m_{kk}$	[kg]	Hmotnost uhlíkové kompozitní rozváděcí tyče (1850 mm)
$m_v$	[kg]	Hmotnost vodiče
$m_s$	[kg]	Hmotnost spojky a spojovacích prvků
$m_d$	[kg]	Hmotnost duralové rozváděcí tyče
$m_{cd}$	[kg]	Celková hmota na sekci – duralová tyč
$m_{ck}$	[kg]	Celková hmota na sekci – kompozitní tyč
$m_{cs}$	[kg]	Celková hmotnost soustavy rozváděcích tyčí
$\omega$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Úhlová rychlost fiktivní vačky
$\omega_0$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$	Počáteční rychlost kliky
$Q$	[ - ]	Činitel jakosti soustavy
RT		Rozváděcí tyč
$r_k$	[mm]	Délka kliky
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$\rho_p$	$[\text{kgm}^{-3}]$	Hustota pružinového drátu
$S$	$[\text{mm}^2]$	Průřez RT
$t$	[s]	Čas otáčky
$\tau$	[MPa]	Zobecněné napětí materiálu pružiny v krutu
$\tau_8$	[MPa]	Napětí materiálu pružiny v krutu ve stavu plně zatíženém
$\tau_{Dm}$	[MPa]	Maximální dovolené napětí v krutu
$v_0$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Odtahová rychlost
$v_x$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rozváděcí rychlost
$z$	[m]	Zdvih
$z_b$	[mm]	Zdvih pružin absorbujících sílu v koncových polohách pohybu



## Úvod

Mezi stále se rozvíjející přádelnické stroje patří i rotorové dopřádací stroje. Dopřádací stroje, nebo též BD stroje, zaujímají dnes v technologii výroby příze nezastupitelné místo a vedle klasických prstencových dopřádacích strojů mají významný podíl na celosvětové produkci příze.

Snaha o vývoj efektivnějších a výkonějších spřádacích jednotek sebou přináší potřebu optimalizovat i ostatní přídavné systémy stroje. Jedním z nich je mechanismus rozvádění příze.

S rozvojem mechatronických systémů řízení je možné nahrazovat složité kinematické vazby jednoduššími a řídit jejich pohon dle požadavků na pohyb výstupního členu. Nejinak je tomu při rozvádění příze klikovým mechanismem jehož úhlová rychlost je řízena řídicí jednotkou servopohonu.

Cílem této diplomové práce je zhodnotit stávající mechanismy rozvádění příze (kap. 1 a 2), popsat dynamické chování soustavy rozváděcích tyčí stroje na matematickém modelu (kap. 6) a na základě výsledků navrhnout možné konstrukční řešení a uspořádání prvků schopných kompenzovat vysoké dynamické namáhání v úvratích pohybu rozváděcí tyče (kap. 7).

## 1. Obecný přehled

Dopřádací stroje patří mezi přádelnické stroje umístěné v technologickém řetězci výroby příze na samém konci. Rozlišujeme více způsobů spřádání, kdy z hlediska použití jsou v popředí právě rotorové a prstencové dopřádací stroje. Dále pak jiné nekonvenční způsoby jako frikční a tryskové, používané pro speciální typy vláken.

Při předení na prstencových dopřádacích strojích nedochází k přerušení vláken, což dává výsledné přízi vyšší pružnost, tažnost a menší objemnost v porovnání s přízí z BD strojů. Nevýhodou naopak je, že u tohoto systému předení jsou nutné další dvě technologické operace. Jedna pro přípravu pramene před předením a druhá po předení pro další manipulaci s navinutou přízí. Rotorový dopřádací stroj žádnou z těchto operací nevyžaduje a tím se jeho uplatněním technologie výroby zjednodušila.

### 1.1 Rotorový dopřádací stroj

Konstrukční uspořádání rotorového dopřádacího stroje sloučilo hned několik dříve oddělených technologických operací do jediné. Jedná se o nekonvenční stroj, kde předlohou je pramen jdoucí do spřádací jednotky a výstupem přímo příze s požadovaným zákrutem navíjená divokým křížovým vinutím na křížové cívky.



**Obr. 1.1** Rotorový dopřádací stroj (Rieter CZ)

Právě způsob rozvádění příze na křížové cívky konstantní rychlostí se stává dalším důležitým konstrukčním uzlem tohoto stroje. Při zajištění požadavků na kvalitu návínu a stálou odtahovou rychlost ze spřádací jednotky může optimalizace tohoto členu významně přispět ke zvýšení výkonu celého stroje.

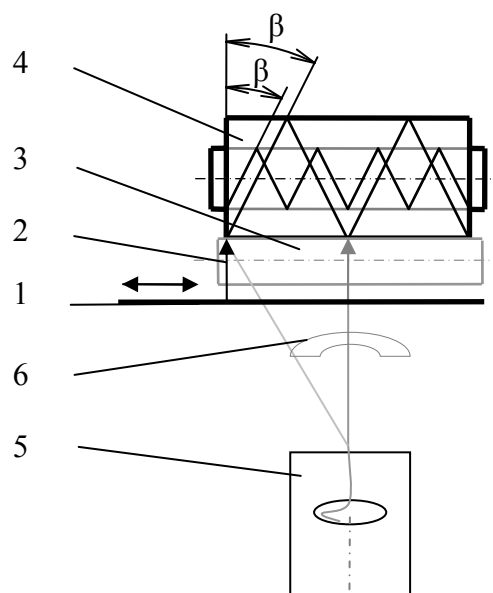
## 1.2 Požadavky na mechanismus rozvádění

S ohledem na požadované parametry navíjené cívky, musí rozváděcí mechanismus rotorového dopřádacího stroje zajišťovat kromě funkce rozvádění příze také rušení pásmového vinutí a překládání krajů.

- **Rozvádění příze**

Hlavní funkce rozváděcí tyče (1) je rovnoměrný přímočarý vratný pohyb. V místě každé spřádací jednotky (5) je na RT umístěn vodič (2), který navádí přízi pod rotující cívku (4) od jedné úvratě ke druhé. Na cívku se příze navíjí divokým křížovým vinutím, které se vyznačuje konstantním úhlem stoupání ( $\beta$ ), jak je patrné z obr. 1.2. Toho se docílí poháněním cívek přes frikční válečky (3), které se otáčejí konstantní rychlostí a s rostoucím poloměrem  $R$  cívky tak mění její otáčky dle parametrů divokého křížového vinutí. Tato pevná vazba mezi pohybem rozvádění a rotačním pohybem naváděcích válečků je parametrem pro nastavení požadovaných vlastností vinutí.

Při rozvádění příze vodičem (2) umístěným na rozváděcí tyči dochází k nežádoucí změně vzdálenosti mezi místem výstupu příze z dopřádací



**Obr. 1.2** Schéma rozváděcího mechanismu

jednotky (5) a vodičem (2). Tato změna se negativně projevuje na vlastnostech zákrutu příze. Tvorba zákrutu ve spřádací jednotce je přímo spjata s odváděcí rychlostí, resp. s tahovým napětím v přízi. Proto se do místa mezi spřádací jednotku a vodič vkládá tzv. kompenzační plech (6), přes který se příze napíná a vyrovnává tak polohové změny při pohybu rozváděcí tyče (1).

- **Rušení pásmového vinutí**

K pásmové vinutí dochází, když se navíjená příze neklade do mezer předešlých ovinů, ale přímo na sebe, nit na nit. To způsobuje proměnný soukací poměr  $R$ , který je definován:

$$R = \frac{\text{poč. ovinů}}{\text{dvojzdvih}} = \frac{2 \cdot B}{s}$$

Divoké křížové vinutí je charakteristické konstantním úhlem křížení ( $\beta$  kap. 2.1.1) a právě proměnným soukacím poměrem  $R$ . Soukací poměr se mění s rostoucím poloměrem návínů. Při hodnotách soukacího poměru některému z řady čísel 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5, ..., dochází k pásmovému vinutí. Poloměr návínů se v tomto případě nazývá tzv. kritickým poloměrem. Tento nepříznivý stav trvá do té doby, než se poloměr návínů dostatečně nezvětší. Okolo hodnoty kritického poloměru se však navine i několik desítek ovinů, což by způsobilo řadu problémů na návínů.

Tento nežádoucí jev sebou přináší řadu problémů. První problém nastává, pokud přízi z cívky stahujeme v axiálním směru. V místě pásmového návínů se strhne hned několik ovinů najednou a může dojít k zauzlování a přetrhu. Dalším chybou je nestejněmírné probarvení v místech kde nitě jsou umístěny přímo na sobě. Na celkové stavbě cívky se negativně projevuje i změna tvrdosti návínů v místě pásmového vinutí.

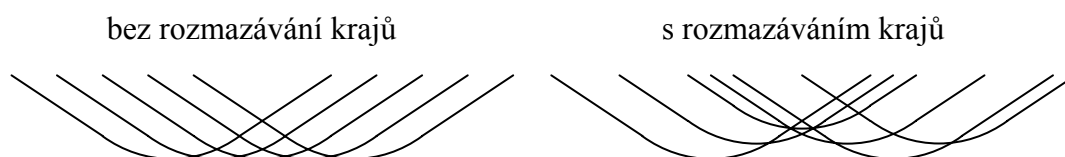
K rušení pásmového vinutí se používá různých řešení. V principu se ale vždy jedná o narušení pevné vazby mezi rotačním pohybem cívky a rozváděcím pohybem rozváděcí tyče. Konstrukčně se problém řeší buď změnou otáček cívky, nebo změnou rozváděcího pohybu. U technologických strojů je výhodnější použít změnu rozváděcího pohybu, kdy není vliv na navíjecí rychlost tak veliký.

- **Překládání krajů**

Funkce překládání krajů, nebo též rozmazávání krajů se používá pro eliminaci hromadění příze na bocích cívky. K tomuto nepříznivému jevu dochází v důsledku změny směru rozvádění v úvratích pohybu. Tuto reverzi nelze provést okamžitě, v důsledku úměrných hodnot zrychlení je třeba pohyb tyče postupně brzdit a do opačného směru opět urychlit. Úseky brždění a zrychlování uvádíme ve formě úhlu. Tento úhel se uvádí v přepočtu na dvojzdvih cívky a nazýváme ho přechodovým úhlem. Je-li tento úhel příliš velký dochází k hromadění příze na bocích cívky. To se nepříznivě projevuje zvýšením tvrdosti návinu na krajích cívky, následkem čehož se deformují boky cívek, vydouvají se a narušuje se tak celá stavba cívky. Tvrdost cívky na bocích se navíc negativně projevuje při barvení, kdy dochází k nestejnomyšernému probarvení.

Tento nežádoucí jev se eliminujeme překládáním okrajů. Na obr. 1.3 je znázorněna výsledná struktura.

Konstrukčně se rozmazávání krajů řeší přidáním dalšího mechanismu, který vzájemně posouvá body vratu, tj. mění polohu úvratí pohybu rozváděcí tyče. Šířka této změny by měla být nastavitelná podle velikosti navíjené příze.



**Obr. 1.3** *Tvar ovinů na krajích cívky*

## 2. Rešerše známých mechanismů rozvádění

Na textilních strojích rozlišujeme dva základní systémy rozvádění příze:

- hmotné (centrální)
- nehmotné (individuální)

V případě hmotných systémů je rozvádění realizováno pohyblivým členem ovládaným z jedné centrální rozváděcí skříně stroje. Přímočarý vratný pohyb rozváděcího členu je generován:

- radiální vačkou
- axiální vačkou
- dvěma přímočarými motory
- excentricky otočnými kolem
- pomocí asymetrických kol
- pomocí klikového mechanismu s řízeným pohonem

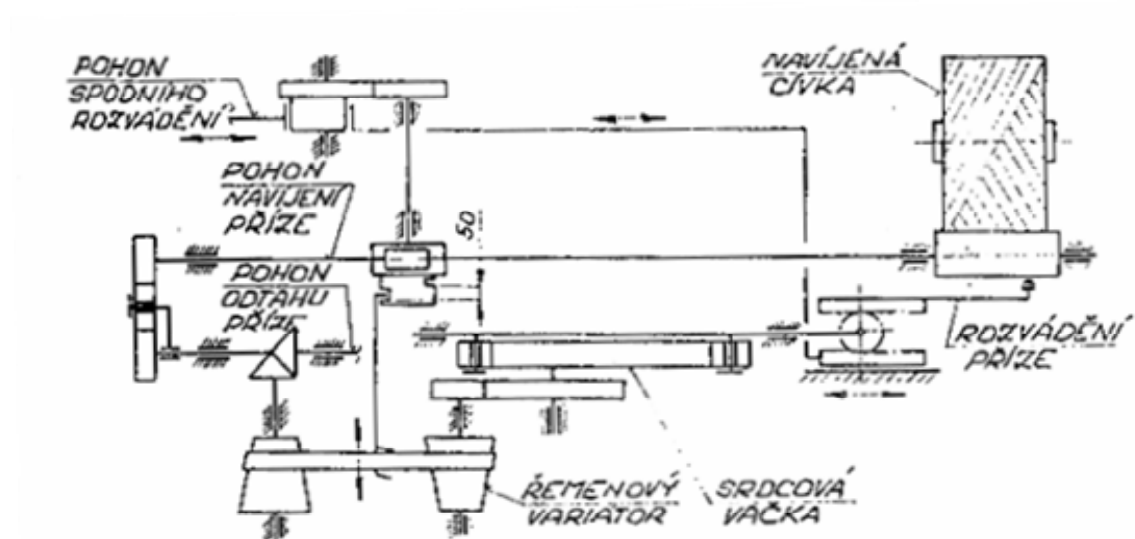
Trendem se v současné době stávají centrální rozváděcí mechanismy ovládané z jedné rozváděcí skříně stroje.

V případě nehmotných systémů se pro rozvádění využívá individuálních, lokálních pohonů. Výhodou těchto systémů jsou menší výkonové nároky na pohon, protože pohybují s nižšími hmotami, a tím i s nižšími dynamickými silami. Nevýhodou naopak jsou vysoká pořizovací cena pohonů a zástavba stroje. V případě individuálních systémů je pohyb generován:

- krokovým motorem
- řízenými pohony

## 2.1 Mechanismus s radiální vačkou

Mechanismus s radiální vačkou se využíval na stroji BDA 10 [01] a jeho kinematické schéma je zobrazeno na obr. 2.1. Přímochařý vratný pohyb je generován přes kladky kopírující povrch srdcové vačky. Ta je uložena v rozváděcí skříni a přes řemenový variátor poháněna elektromotorem. Vodicí kladka na řemenu variátoru mění převod mezi jeho křivkovými válci a zabezpečuje tak rušení pásmového vinutí na návinu. Pro zajištění rozmazávání krajů je do mechanismu ještě instalován diferenciál. Ten přes další členy posouvá polohu úvratě zdvihu a navíc svým převodem zdvih od vačky na rozváděcí tyč ztrojnásobí.



**Obr. 2.1** Kinematické schéma mechanismu s radiální vačkou

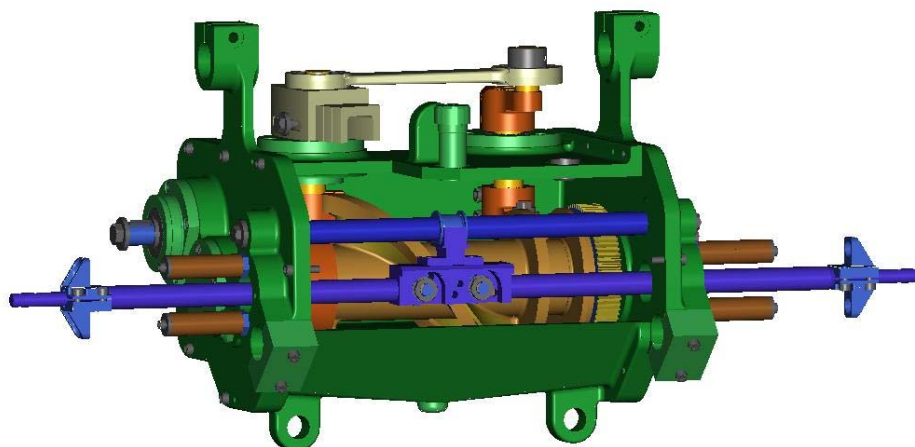
## 2.2 Mechanismus s axiální vačkou

Při použití axiální vačky rozlišujeme dva základní přístupy. V prvním případě zdvih vačky odpovídá přímo zdvihu rozváděcí tyče. V druhém způsobu použití má vačka zdvih méně strmý a pohyb se převoduje dalšími vloženými kinematickými členy tak, aby pohyb rozváděcí tyče odpovídal požadovanému zdvihu.

### 2.2.1 Axiální vačka s plným zdvihem

Na obr. 2.2 je znázorněna rozváděcí skříň s axiální vačkou se zdvihem v plné šíři [01]. Z konstrukčního uspořádání je patrné, že rozváděcí skříň byla navržena tak, aby mohla být umístěna uprostřed stroje a ovládat rozváděcí tyče z obou stran. Tímto způsobem se do jisté míry eliminovalo nepříznivé dynamické chování rozváděcí tyče v její celé délce.

Rozmazávání krajů je zde vyřešeno čtyřkloubovým mechanismem, který pohybuje s celým uložením vačky. K rušení pásmového vinutí se využívá samostatného pohonu.



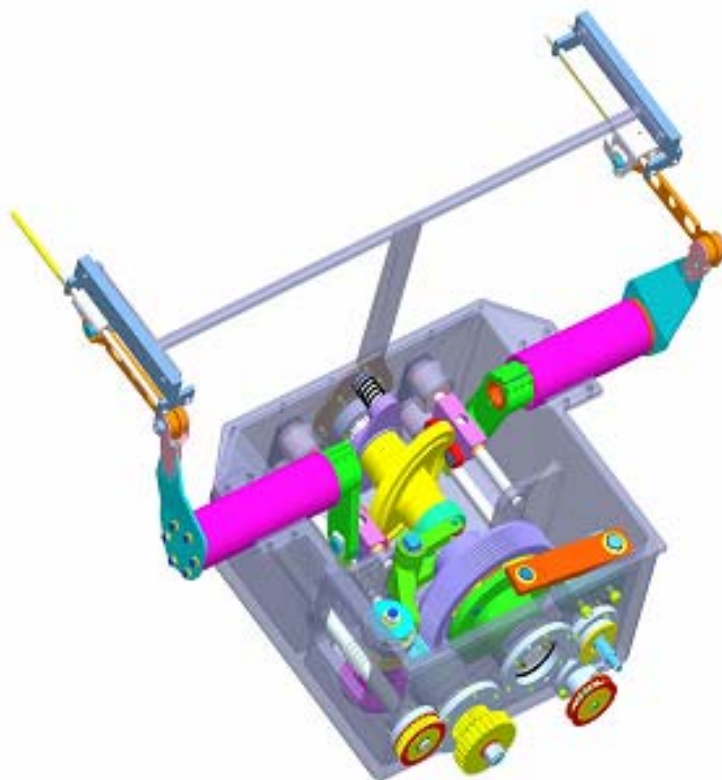
**Obr. 2.2** Axiální vačka s plným zdvihem



## 2.2.2 Axiální vačka s částečným zdvihem

Systém s axiální vačkou se používá na stroji BD-D330 [01]. Rozváděcí skříň je umístěna na konci stroje a je navržena tak, aby ovládala obě symetricky umístěné strany stroje.

Axiální vačky nese na své trajektorii poloviční zdvih. Tuto její trajektorii opisují kladky umístěné na posuvném klouzátku. Z posuvného klouzátku se pohyb přes čep přenáší na dvouramennou páku. Tato páka svým druhým delším ramenem transformuje poloviční zdvih vačky na plný. Její druhé rameno je připevněno přes kulové klouby na přímovod rozváděcí tyče.



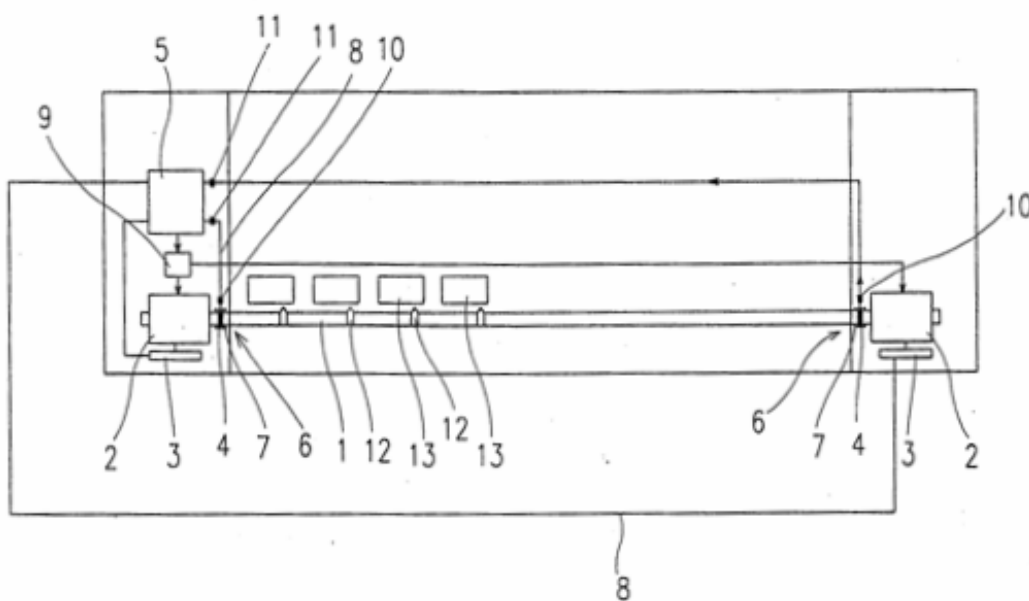
**Obr. 2.3** Mechanismus s axiální vačkou s částečným zdvihem

Rušení pásmového vinutí je v tomto případě řešeno přes axiální vačku. Pohon vačky zajišťuje diferenciální soukolí, jehož unašečem kývá excentrický mechanismus. Periodickými změnami otáček vačky tak dochází k plynulé změně úhlu křížení navíjené příze. Tím se zamezí kladení návinů na sebe.

Mechanismus překládání krajů je u tohoto systému řešen vnějším řemenovým převodem, který je dále přes šnekovou převodovku a excentr spjat s dvouramennou pákou. Tato páka řídí pohyb rozváděcí vačky v axiálním směru. Výstřednost excentru je možno seřizovat podle parametru rozváděcí příze. Vratný pohyb je realizován dvěma pružinami.

### 2.3 Mechanismus rozvádění dvěma přímočarými motory (2002-3430)

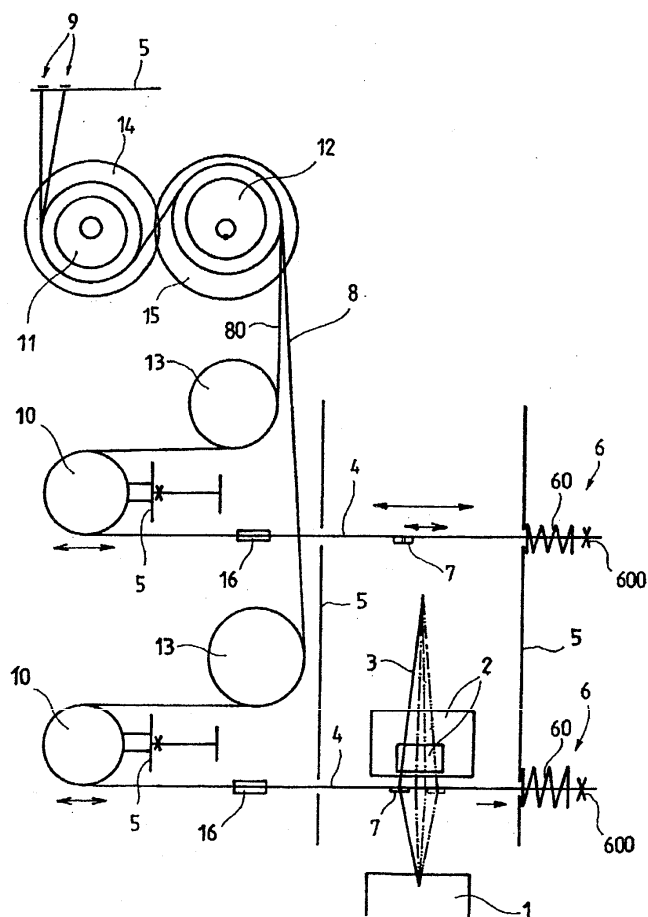
Při rozvádění příze na textilním stroji obsahujícím množství alespoň v jedné řadě uspořádaných pracovních míst, z nichž alespoň část jedné řady má společnou lineárně vratně posuvně uspořádanou rozváděcí tyč (1), opatřenou vodiči (12) příze se rozváděcí tyč (1) působením elektronicky říditelného pohonu napojeného na řídicí zařízení (5) lineárně vratně posouvá. Na rozváděcí tyč (1) se současně působí dvojicí v odstupu od sebe uspořádaných elektronicky říditelných motorů (2), z nichž vždy jeden pracuje v režimu „tah“ a druhý pracuje v režimu „tlak“. Současně se sleduje podélné namáhání rozváděcí tyče (1) v úseku mezi oběma motory (2) a podle podélného namáhání rozváděcí tyče (1) se koriguje činnost motoru (2) aktuálně pracujícího v režimu „tlak“. Režim činnosti obou motorů (2) se v úvratích pohybu rozváděcí tyče (1) změní, čímž je, umožněno dosáhnout optimálního (tj. nejvyššího únosného) působení obou motorů (2) na rozváděcí tyč (1) při udržení podélného namáhání rozváděcí tyče (1) v mezích dovoleného podélného namáhání. Rozváděcí tyč (1) je spřažena s pohyblivými částmi dvojice říditelných motorů (2) situovaných v odstupu od sebe, přičemž části rozváděcí tyče (1) situované mezi oběma motory (2) je přiřazen systém sledování podélného namáhání rozváděcí tyče.



**Obr. 2.4** Schéma mechanismu s dvěma říditelnými  
pohony dle patentu 2002 - 3430

## 2.4 Mechanismus s excentricky otočným kolem (1999 – 1714)

Pro pohon rozváděcích tyčí obsahuje alespoň jedno excentricky otočné hybné kolo (11,12), opásané hybným prvkem (8), který je jedním svým koncem pevně uložen v rámu (5) stroje a svým druhým koncem je spřažen s rozváděcí tyčí (4) příze (3) jedné strany stroje. V rámu (5) stroje je jedním svým koncem pevně uložen druhý hybný prvek (8), který je svým druhým koncem spřažen s rozváděcí tyčí (4) příze (3) druhé strany stroje a mezi oběma svými konci je opásán okolo alespoň jednoho excentricky otočného hybného kola (11,12), přičemž rozváděcí tyč (4) příze (3) na každé straně stroje je opatřena vraccím prvkem (6).

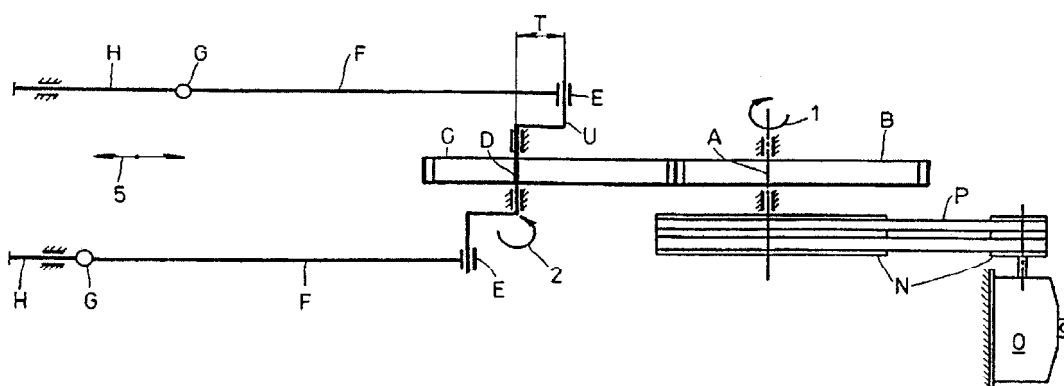


**Obr. 2.5** Mechanismus s excentricky otočným kolem dle patentu 1999 -1714

## 2.5 Rozvádění pomocí asymetrických kol (2003-3278)

Rychlost rozvádění příze, vystupující ze spřádací jednotky přes rozváděcí vodič, se ve směru od strany malého průměru křížového návínu ke straně velkého průměru v každé vrstvě návínu plynule zpomaluje, zatímco v opačném směru v každé vrstvě návínu plynule zrychluje. Rozváděcí mechanismus k realizaci uvedeného způsobu navíjení obsahuje hnací asymetrické kolo (B) a hnané asymetrické kolo (C). Hnací asymetrické

kolo (B) je upevněno s osovou odchylkou (L) na hlavním hřídeli (A) a hnané asymetrické kolo (C) je upevněno se shodnou osovou odchylkou (L) na hnaném hřídeli (D), zakončeném klikou (U), s níž je otočně spojeno táhlo (F), na jehož konec je připojena rozváděcí tyč (H) s rozváděcími vodiči (I) příze (M). Hnací asymetrické kolo (B) je ve stálém záběru s hnaným asymetrickým kolem (C). Klika (U) vykazuje rameno (T), jehož délka je nastavitelná, a to v přímé závislosti na požadované délce rozvádění příze (M) rozváděcím vodičem (I). Rovněž osová odchylka (L) je nastavitelná, a to v přímé závislosti na velikosti kuželovitosti křížového návínů kuželové cívky.



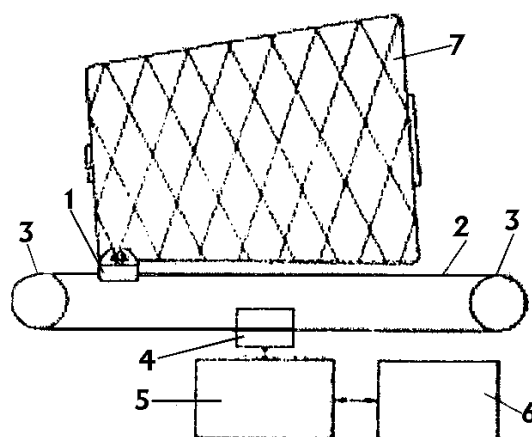
**Obr. 2.6** Schéma mechanismu s asymetrickými koly dle patentu 2003 - 3278

## 2.6 Mechanismus krokovým motorem (1989-212)

Zařízení k navíjení textilních cívek je umístěno proti navíjené cívce (7)

a skládá se z rozváděcího vodiče (1), upevněného na lanku (2), ve tvaru uzavřené smyčky. Lanko (2) je uloženo na poháněné kladky (3) a poháněcí kladku (4), která je spojena s krokovým motorem (5), připojeným k řídicímu mikropočítači (6). Zařízení k navíjení textilních cívek je

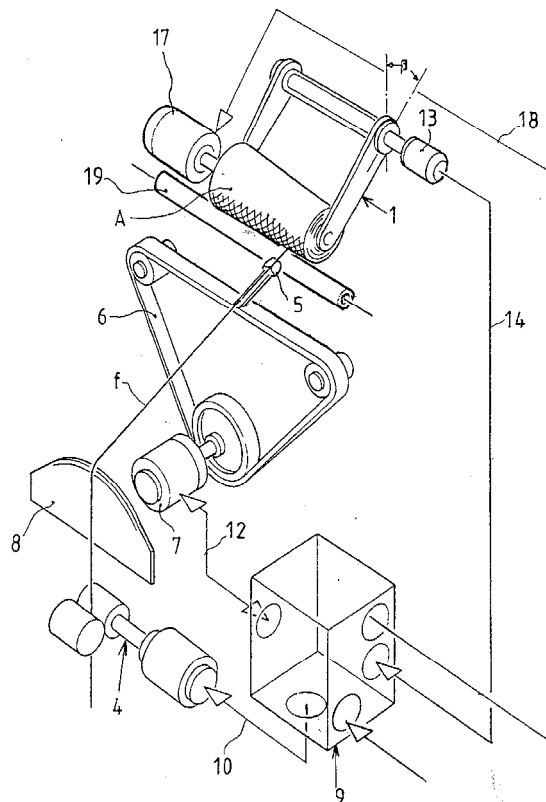
využitelné v textilním průmyslu, při navíjení cívek na dopřádacích a soukacích strojích.



**Obr. 2.7** Mechanismus rozvádění krokovým motorem dle patentu 1989 - 212

## 2.7 Mechanismus rozvádění s řízenými pohony (1999-468)

Na cívkové těleso (A), poháněné okolo jeho podélné osy, se ukládá nit prostřednictvím rozváděcího vodiče (5) nitě, vratně pohyblivého po délce cívkového tělesa, přičemž se počet otáček cívkového tělesa mění synchronizovaně s pohybem nebo příslušnou okamžitou ukládací polohou rozváděcího vodiče nitě, pro dosahování v podstatě konstantní rychlosti navíjení nitě na cívkové těleso po jeho délce a tím také v průběhu celého navíjecího pochodu. Cívkové těleso (A) se pohání prostřednictvím jednotlivého motoru (3), jehož otáčky jsou řízeně měněny počítačovou a řídicí jednotkou (9) v závislosti na příslušné ukládací



**Obr. 2.8** *System rozvádění s řízenými pohony  
dle patentu 1999 - 468*

**Obr. 2.8** *Systém rozvádění s řízeními pohon dle patentu 1999 - 468*

## 2.8 Pomocí klikového mechanismu s řízeným pohonem (2006-329)

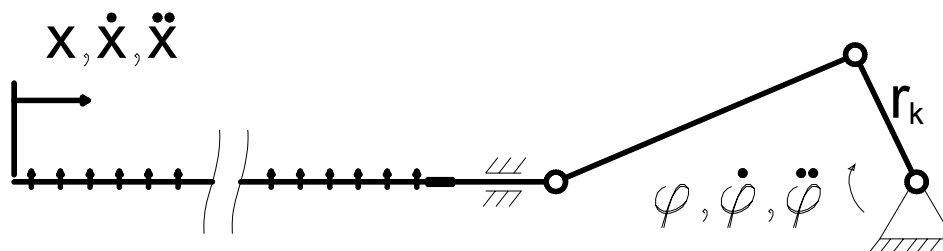
Mechanismus rozvádění pomocí klikového mechanismu s řízeným pohonem je vyvíjen na Katedře textilních a jednoúčelových strojů TU v Liberci.

Základní princip tohoto systému spočívá v tom, že na rozváděcí člen se působí táhlem otočně uloženým na hlavní klice, jejíž úhlová rychlost se rotačním elektronicky říditelným pohonem řízeným řídicím ústrojím při pohybu rozváděcího prvku z jedné úvratě do druhé plynule zpomaluje nebo zrychluje v přímé závislosti na požadovaném průběhu rychlosti, požadovaném úhlu křížení nebo poloze rozváděcího prvku (obr. 2.9) [03].

Jako pohon kliky se používá třífázový synchronní servomotor řízený frekvenčním měničem s otáčkovou proudovou zpětnou vazbou. Vstupní řídicí signál servomotoru je použit z encoderu třífázového asynchronního pohonu navíjecích a odtahových válců.

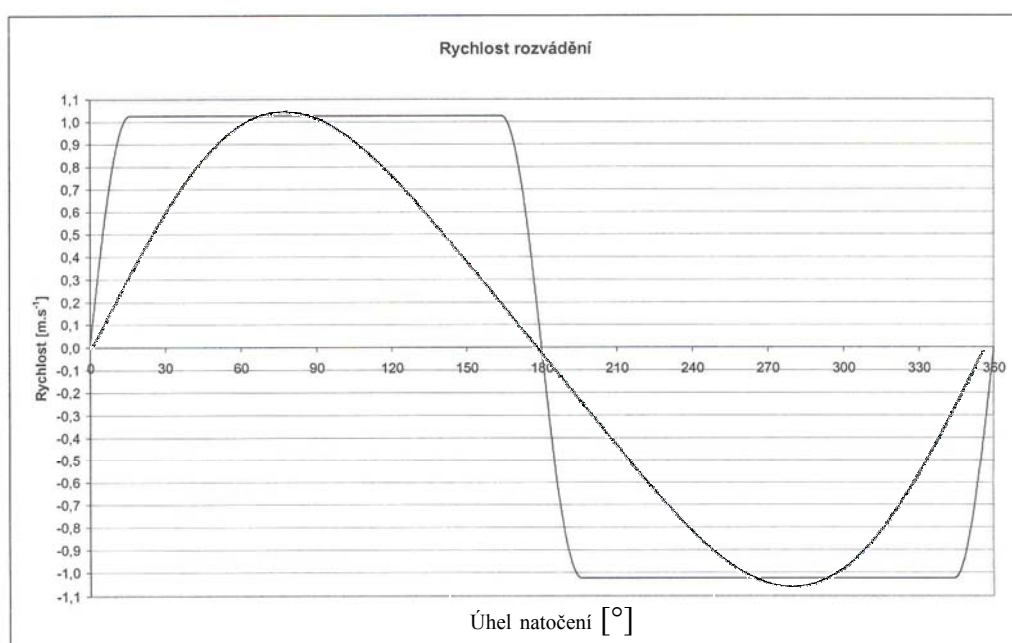
Program řízení zajišťuje, aby rychlostní profil motoru v průběhu otáčky kliky vygeneroval požadovaný průběh rychlosti posouvajícího se členu. Porovnání průběhu rychlostí posuvného členu mechanismu při řízeném a neřízeném pohonu kliky jsou zobrazeny na obr. 2.10. Pro vytvoření tohoto rychlostního profilu bývá standardně užíván program "elektronická vačka". Jedná se o program vycházející z průběhu zdvihu fiktivní vačky. Resolverem změřenou polohu kliky algoritmus převede na úhel natočení fiktivní vačky, kterému přiřadí hodnotu rychlosti.

Celý tento matematický model byl převeden do digitální formy, v závislosti na úhlu natočení fiktivní vačky byly s vhodným kompromisem mezi přesností přenosu a počtem dat definovány hodnoty  $\varphi_k$  a  $\omega_k$ , tedy poloha kliky a úhlová rychlost kliky při jmenovitých otáčkách vačky.



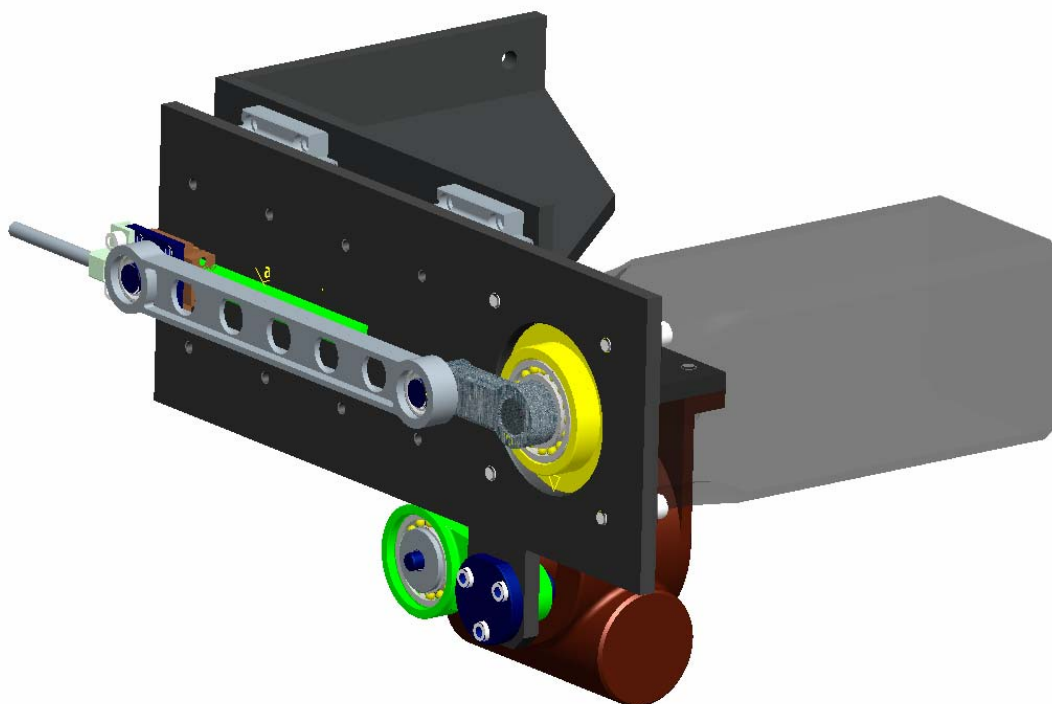
Obr. 2.9 Schéma mechanismu

+

Obr. 2.10 Průběh rychlosti posuvného se členu  
na klikovém mechanismu [03]

Na obr 2.11 je zobrazen model rozváděcího systému s použitím klikového mechanismu [03]. Celé zařízení je umístěno v převodové skříni dopřádacího stroje. Na pevné části ukotvené k rámu je posuvně uložena stolice se servomotorem a s celým klikovým mechanismem. S touto stolicí přes šnekovou převodovku a excentr periodicky pohybuje elektromotor. Tím se zajišťuje rozmazávání krajů při navíjení. Hřídel servomotoru je jemným drážkováním spojen s klikou mechanismu.

Klika společně s ojnicí přenáší vstupní otáčky pohonu na posuv běžce po kluzném vedení. Na běžci je šrouby připevněn držák rozváděcí tyče, ke které je již upnuta rozváděcí tyč s vodiči. Zdvih běžce je dán přímo délkou kliky  $r_k$ . Výhoda takto navrženého mechanismu spočívá především v pevné, mechanicky definované krajní poloze rozváděcího pohybu. Tím se odstraní nepříjemné zakmitávání, ke kterému dochází při použití hmotného systému rozvádění lineárními pohony. Přenastavení parametrů navíjení navíc nevyžaduje složitou výměnu součástí, ale lze ji snadno upravit změnou rozváděcí rychlosti.



**Obr. 2.11** Model klikového rozváděcího mechanismu s řízeným pohonem [03]



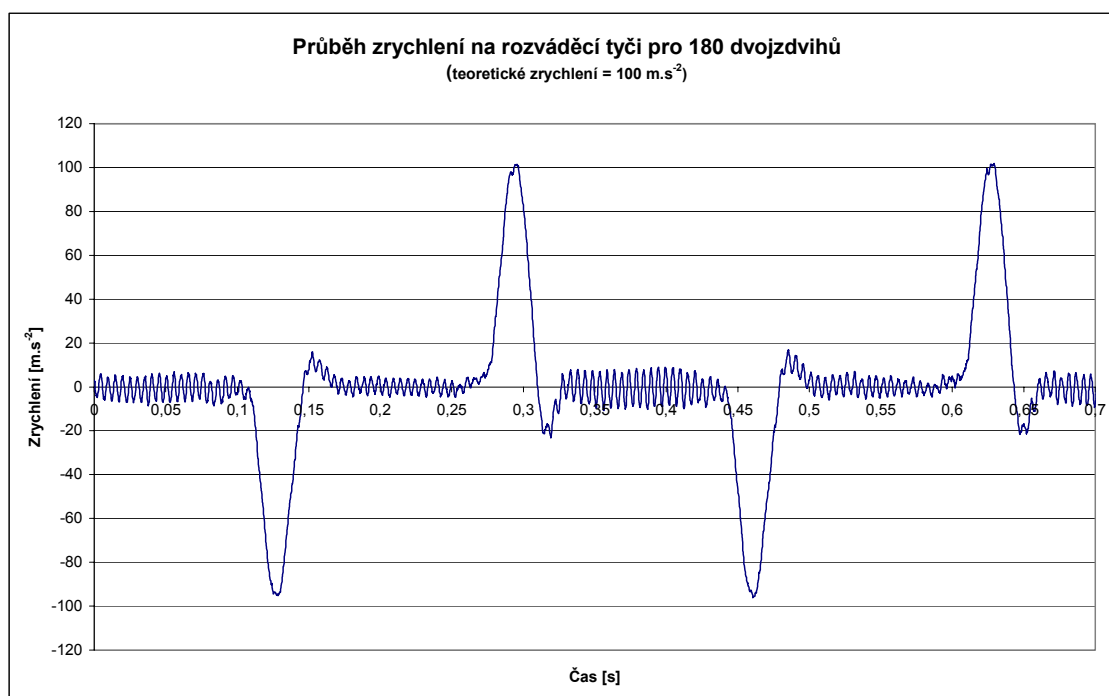
### 3. Experimentální stanovení průběhu zrychlení na BD stroji

Dopřádací stroj se 16 – ti sekcemi, na kterém se mělo měření uskutečnit, nebyl pro měření do termínu odevzdání diplomové práce připraven, a nebylo možné provést měření zrychlení podél rozváděcí tyče. Měření bylo proto provedeno na dopřádacím stroji se dvěma sekcemi.

K měření zrychlení na rozváděcí tyči byl použitý indukčnostní snímač zrychlení HBM typ B12, měřící můstek Hottinger Baldwin Messtechnik a pro zpracování výsledků byl použit software Microsoft Office Excel.

Na řídicí jednotce pohonu měřeného stroje byla postupně simulována rychlost rozvádění pro různý počet dvojzdvihů. Počet dvojzdvihů byl měněn po krocích od 180 vždy po 20 až do hodnoty 240. Všechna měření byla pro úhel křížení navíjené příze  $\alpha = 40^\circ$ .

Za předpokladu rozváděcí tyče na 2 sekcích a dalších několik sekcí nahrazených hmotným přívazkem naměřené průběhy odpovídali očekávání. Na obr. 3.1 je zobrazen průběh zrychlení v časovém úseku 0,7s a další výsledky jsou v příloze A.



**Obr. 3.1** Průběh změřeného zrychlení  
na BD stroji s dvěma sekcemi

## 4. Měření materiálových vlastností rozváděcí tyče

Pro seriózní popis periodicky se pohybující soustavy rozváděcích tyčí, kterým se zabývají další kapitoly, je nutné znát materiálové vlastnosti rozváděcích tyčí. Vztah popisující dynamické chování hmotného bodu je dán diferenciální rovnicí:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + k \cdot x = F(t), \quad (4.1)$$

kde  $m$  je hmotnost tělesa,  $k$  jeho materiálová tuhost a  $b$  je koeficient viskózního tlumení.

Tyto veličiny potřebné k dalšímu popisu dynamického chování RT jsme získali měřením reálných částí stroje.

Pro vytvoření tohoto modelu bylo nutné znát hmotnostní parametry nejen rozváděcí tyče, ale i prvků na tyči k tyči připevněných.

### 4.1 Hmotnostní parametry těles

RT dopřádacího stroje je po své délce spojena z dílčích tyčí dvojího typu, duralových a kompozitních tyčí z uhlíkových vláken (dále jen kompozitní). Tyto tyče jsou vzájemně spojeny spojkami a každá tyč je osazena příslušným počtem vodičů. Hmotnosti všech těchto částí jsme získali vážením a hodnoty jsou uvedeny v tab. 4.1.

**Tab. 4.1** Hmotnosti RT a prvků na nich připevněných

duralová tyč	( $l = 1815 \text{ mm}$ )	$m_{dv}$	0,238	[kg]
kompozitní tyč	( $l = 2350 \text{ mm}$ )	$m_k$	0,236	[kg]
vodič		$m_v$	0,0068	[kg]
spojka a spojovací prvky		$m_s$	0,0374	[kg]

## 4.2 Materiálové parametry těles

Z rovnice (4.1) je dalším neznámým parametrem tuhost prvku soustavy  $k_i$ , která se spočítá ze vztahů:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad \text{kde} \quad \sigma = \frac{F}{S} \quad \text{a} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (4.2,3,4)$$

$$F = k \cdot \Delta l \quad (4.5)$$

$$\text{dosazením dostaneme: } k = \frac{S \cdot E}{l}, \quad (4.6)$$

$$\text{kde} \quad E_d = 70 \text{ GPa} \quad (4.7)$$

$$E_k = 100 \text{ GPa}. \quad (4.8)$$

**Tab. 4.2** Průřezy tyčí

RT	Dural	Kompozit
ØD <sub>t</sub> [mm]	12	12
Ød <sub>t</sub> [mm]	9	8,4
S [mm <sup>2</sup> ]	49,48	57,68

Dosazením hodnot do vztahu (4.6) dostaneme materiálové tuhosti použitých tyčí:

$$k_{dv} = 1908319 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (l = 1815 \text{ mm}) \quad (4.9)$$

$$k_k = 2454468 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (l = 2350 \text{ mm}) \quad (4.10)$$

## 4.3 Měření dynamického chování RT

Zvolenou metodou měření dynamických vlastností RT byla metoda buzení rázem. Měřili jsme průběh budící síly v čase. Dále pak průběh odezvy zrychlení v čase na odlehlem konci tyče. Dalšími výstupy měření byla FFT analýza zrychlení a křížové spektrum vstupu a výstupu. Na základě změřených hodnot byl dle uvedených vzorců zjištěn koeficient viskózního tlumení  $b$ .

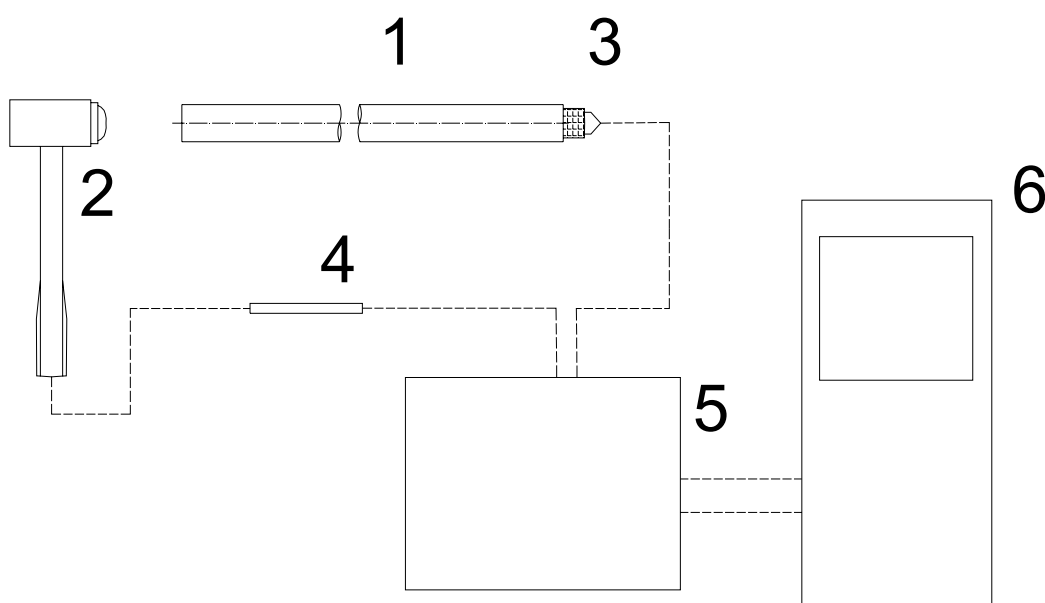
Pro zjištění koeficientu viskózního tlumení  $b$  jsme vycházeli z rovnice:

$$\frac{b}{\sqrt{k \cdot m}} = \frac{1}{Q} = \eta \quad (4.11)$$

kde  $\eta$  je ztrátový činitel

a  $Q$  činitel jakosti soustavy.

Schéma uspořádání zařízení při měření je zobrazeno na obr 4.1. Na jednom konci RT (1), která je volně položena na pěnových podložkách, se rázovým kladívkem (2) vybudí rázová síla. Průběh této síly přes nábojový zesilovač (4) vstupuje do analyzátoru (5). Průběh přenosu energie z budícího zdroje na odlehlý konec RT je snímán piezoelektrickým snímačem zrychlení (3). Tento snímač přes vestavěný nábojový zesilovač transformuje nábojový signál na napěťový signál použitý jako vstup analyzátoru (5). Společně se signálem z rázového kladívka pak informace vyhodnocuje software Pulse LabShop (6).



**Obr. 4.1** Schéma uspořádání při měření

Specifikace použitého zařízení:

- Rázové kladívko Brüel & Kjær type 8202 [11]

Podle očekávaných frekvencí v rozsahu do 3,5 kHz jsme zvolili rázové kladívko s touto charakteristikou:

rozsah sil: -1000÷5000N

citlivost: 1,02 pC / N

hmotnost kladívka: 280 g

- Nábojový zesilovač Brüel & Kjær 2647 – A

Základní charakteristika [12]:

zesílení: 1 mV/pC

frekvenční rozsah: 0,17 Hz ÷ 50 kHz

- Piezoelektrický snímač zrychlení Brüel & Kjær 4520

Základní charakteristika [13]:

měření v ose:	x, y, z
měřicí rozsah:	$\pm 5000 \text{ ms}^{-2}$
amplitudová odezva:	x, y, z: $2 \div 7000 \text{ Hz}$
hmotnost:	3 g
citlivost:	10mV/g



- Pulse Analysator Brüel & Kjær 3560 C

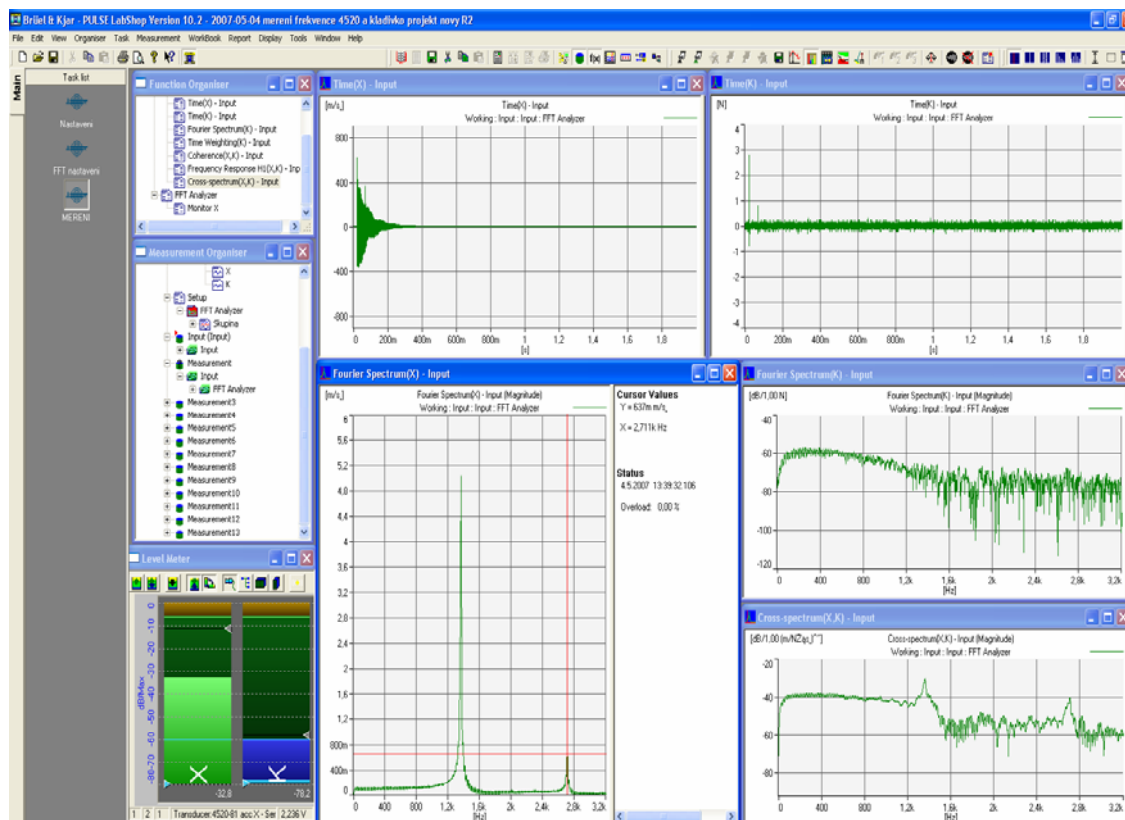
Základní charakteristika [14]:

frekvenční rozsah:	0 Hz ÷ 25,6 kHz
--------------------	-----------------

- Software Pulse LabShop version 10.2 Brüel & Kjær

Postup měření:

Na obr. 4.2 je zobrazeno prostředí softwaru Pulse LabShop 10.2, ve kterém jsme prováděli vyhodnocení vlastních frekvencí. Program vyhodnocuje oba signály, z rázového kladívka a ze snímače zrychlení, porovnává mezi nimi fázi v tzv. křížovém spektru a také zpracovává vibrační signál Fourierovou transformací (FFT).



Obr. 4.2 Programové prostředí Pulse LabShop

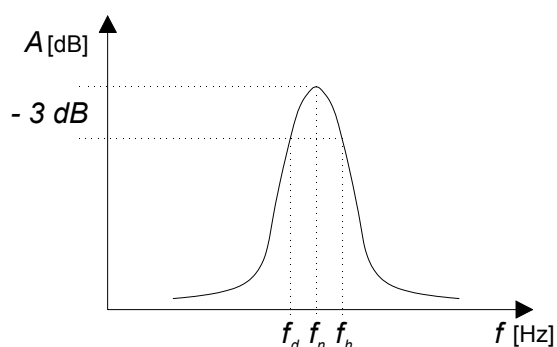
Vyhodnocení naměřených průběhů:

Na obr. 4.3 je naznačena metodika vyhodnocení hodnot z Fourierova spektra. Při měření jsme odčítali z grafů kmitočty rezonanční frekvence  $f_n$ , dolní a horní mez intervalu mezi kmitočty, odpovídající hladině o 3 dB menší než maximální hladina na rezonančním kmitočtu. Míru tlumení udává ekvivalentní ztrátový činitel  $\eta$  určený poměrem šíře intervalu k odpovídajícímu rezonančnímu kmitočtu (4.12) [15].

$$\eta = \frac{f_d - f_h}{f_n}, \quad (4.12)$$

a dosazením do (4.11) vychází

$$b = \eta \sqrt{k \cdot m} \quad (4.13)$$



**Obr. 4.3** Vlastní frekvence  
Fourierovo spektrum

Měření bylo provedeno pro duralovou a kompozitní rozváděcí tyč. U každé z těchto tyčí jsme měřili celkem 3 různé případy:

- nedělená RT bez osazení vodičů a spojovacích prvků
- nedělená RT osazená vodiči a spojovacím prvkem. Toto osazení plně simulovalo zatížení prvků stroje na RT umístěných.
- dělená RT osazená vodiči, spojovacím prvkem a částí další rozváděcí tyče. Toto měření mělo zohlednit vliv spojovacího prvku na tlumení a přestup podélných kmitů mezi jednotlivými tyčemi.

Pro každý případ RT bylo provedeno 10 měření a následně vyhodnocen aritmetický průměr koeficientů viskózního tlumení  $b$  (tab. 4.3). Všechny hodnoty z měření jsou pak podrobněji zobrazeny v příloze A.

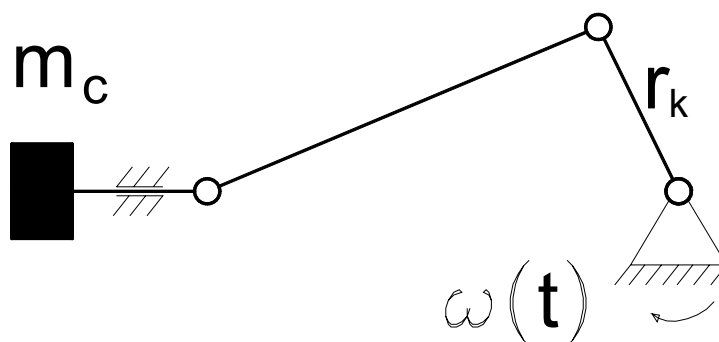
**Tab. 4.3** Koeficienty viskózního tlumení  $b$  rozváděcích tyčí

$b$ [Nsm <sup>-1</sup> ]	Rozváděcí tyč	
	Duralová	Kompozitní uhlíková
nedělená RT bez osazení	4,815	4,01
nedělená RT osazená	20,363	30,8
dělená RT osazená	21,763	45,49

## 5. Optimalizace hnacího momentu 1

V této analýze budeme uvažovat jednohmotový model, což znamená nahrazení dlouhé rozváděcí tyče jedním hmotným tělesem. Schéma klikového mechanismu se soustředěnou hmotou rozváděcí tyče do jednoho tělesa je zobrazeno na obr. 5.1. Tomuto schématu odpovídá i model mechanismu vytvořený v prostředí Pro/Engineer, který byl výchozím pro tuto optimalizaci (obr. 5.2 ).

Princip funkce takto navrženého mechanismu rozvádění je založen na řízení otáček kliky tak, aby výsledný pohyb běžce měl žádané parametry. To v důsledku brždění a urychlování v úvratích rozváděcího pohybu vede k vysokým hodnotám momentu na klice mechanismu. Cílem této optimalizace je snížit hodnoty momentu na klice v místech úvratě pohybu rozvádění.

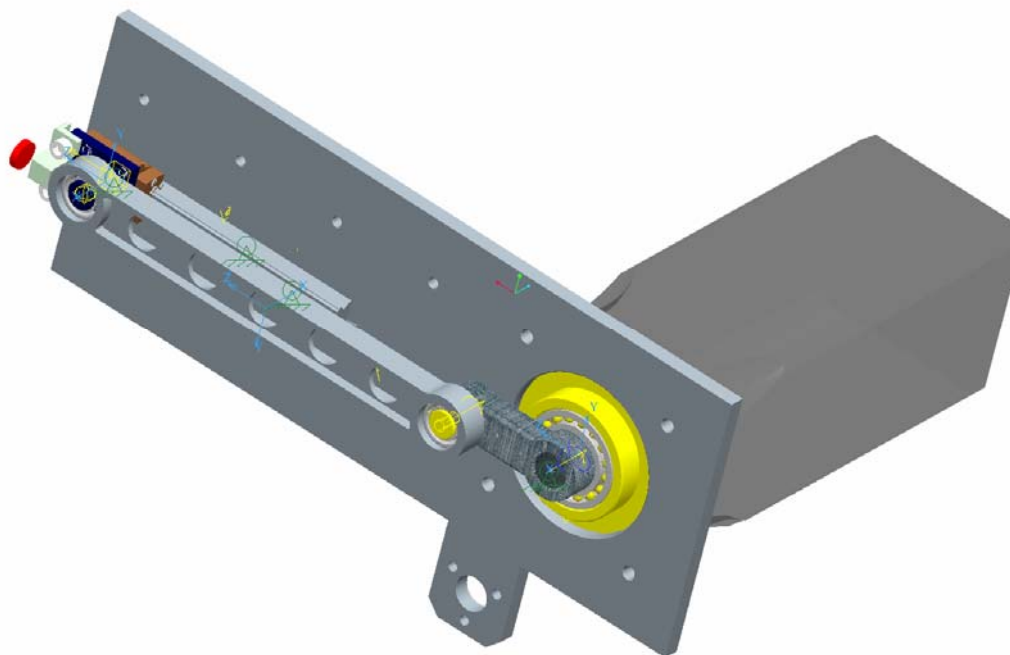


**Obr. 5.1** Schéma jednohmotového modelu

### 5.1 Stavba modelu

Na obr. 5.2 je zobrazen výpočtový model klikového mechanismu vytvořený v prostředí Pro/Engineer na základě modelu na obr. 3.3.

Výpočty se prováděly v prostředí Pro/Mechanica. Kde byly jednotlivé členy mechanismu spojeny příslušnými vazbami. Klika mechanismu je spojena cylindrickou vazbou k motoru (resp. rámu), ojnice s ložisky je zavazbená také cylindricky na jednom konci k čepu kliky, na druhé k čepu běžce. Čep běžce společně s celým křížákem je pak uložen posuvně k rámu. Celková zátěž rozváděcích prvků je v modelu simulována přidáním tělesem vazbeným jako součást běžce, viz. obr. 5.2.



**Obr. 5.2** Jednohmotový model s vazbami  
v prostředí Pro/MECHANICA

### 5.1.1 Parametry optimalizace

Parametry pohybu jsou zobrazeny v tabulce 5.1. Hmotnostní parametry pro tento model odpovídají dopřádacímu stroji s 20-ti sekcemi, přičemž na každé sekci je uloženo 8 jednotek.. Tyče dlouhé 1865 mm z duralu a kompozitu z uhlíkových vláken byly na stroji rozmístěny za sebou v poměru 2:1.

Pro výpočet celkové hmotnosti zátěže byly použity údaje z tab. 4.1. Hmotnosti tyčí příslušné délky jsou

$$m_{dk} = 0,2443 \text{ kg} \quad (5.1)$$

$$\text{a} \quad m_{kk} = 0,1873 \text{ kg} . \quad (5.2)$$

Sečtením hmotností tyčí, vodičů na nich umístěných a spojek tyčí dostaneme celkovou hmotnost zátěže  $m_c$ .

$$m_c = 6 \cdot m_{kk} + 14 \cdot m_{dk} + 20 \cdot m_s + 8 \cdot 20 \cdot m_v = 6,38 \text{ kg} \quad (5.3)$$

Zadané parametry pohybu při optimalizaci odpovídají odtahové rychlosti 180 m/min při úhlu křížení 40°. Tyto vstupní hodnoty pohybu jsou zobrazeny v tab. 5.1.



**Tab. 5.1** [02] *Parametry pohybu*

Odtahová rychlost	$v_0$	180	$[m \cdot min^{-1}]$
Čas jedné otáčky vačky	$t$	0,308405	[s]
Úhlová rychlost vačky	$\omega$	20,37314	$[rad \cdot s^{-1}]$
Rozváděcí rychlost	$v_x = v_0 \sin(\beta/2)$	1,02606	$[m \cdot s^{-1}]$
zdvih	$z$	148	[mm]
úhel křížení	$\beta$	40	[°]

Pohon modelu byl zadán prostřednictvím tabulkového zápisu zrychlení v závislosti na čase. Tyto hodnoty se získaly dvojitou derivací zdvihové funkce [02]. Jako počáteční podmínka výpočtu byla zadána počáteční rychlost kliky  $\omega_0$ .

$$\omega_0 = 35,70 rad \cdot s^{-1} \quad [03] \quad (5.2)$$

### 5.1.2 Výpočet

Všechny výsledky ze softwaru Pro/Mechanica Motion mohou být zobrazovány v závislosti na čase  $t$ . Výsledky zobrazované v předložené práci jsou pro lepší představu zobrazovány v závislosti na natočení fiktivní vačky (°).

Z průběhu momentu označeným č. 2, viz obr 5.4. (ve větším měřítku uvedeno v příloze A) jsou patrné vysoké hodnoty momentu na klice mechanismu zejména v úvratích pohybu. Naše snaha je pokusit se snížit tyto momentové špičky.

Model zahrnuje hřídel elektromotoru jehož moment setrvačnosti  $I_h$  deklarovaný výrobcem motoru je:

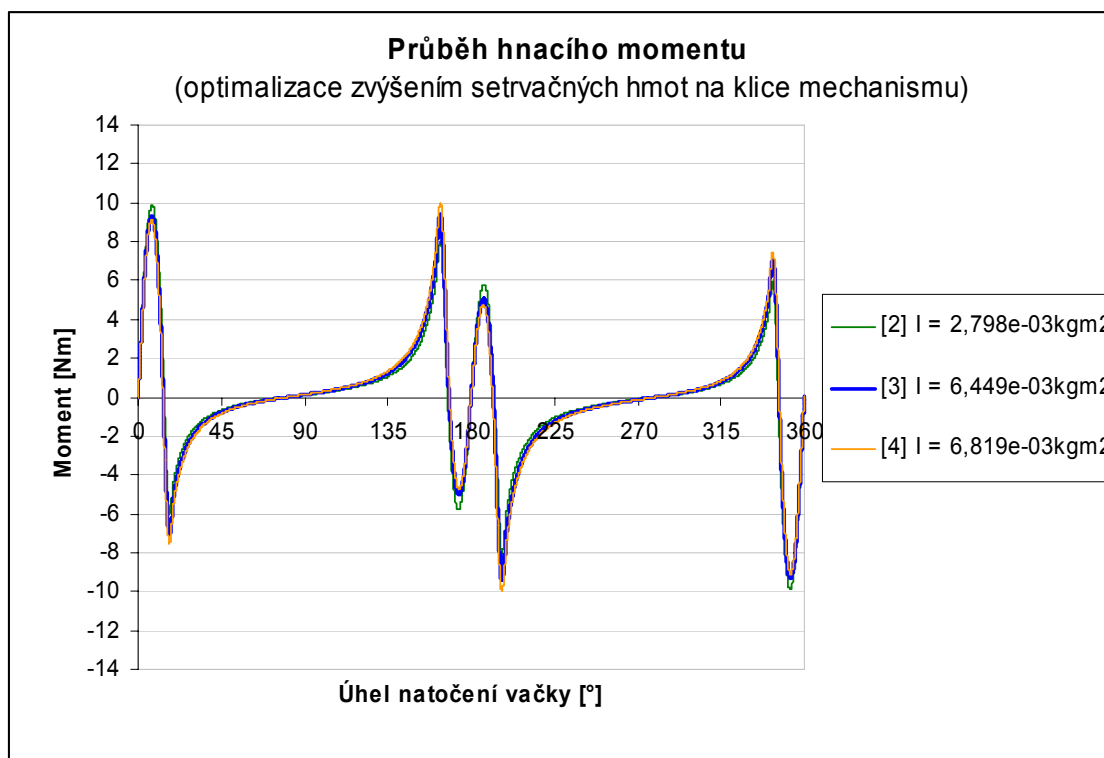
$$I_h = 1,8621 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2 \quad (5.3)$$

Cílem dalšího výpočtu je najít optimální moment setrvačnosti na klice motoru, tak aby výsledné špičky byly v jedné hladině a jedna výrazně nepřevyšovala druhou, jak tomu bylo v původním stavu.

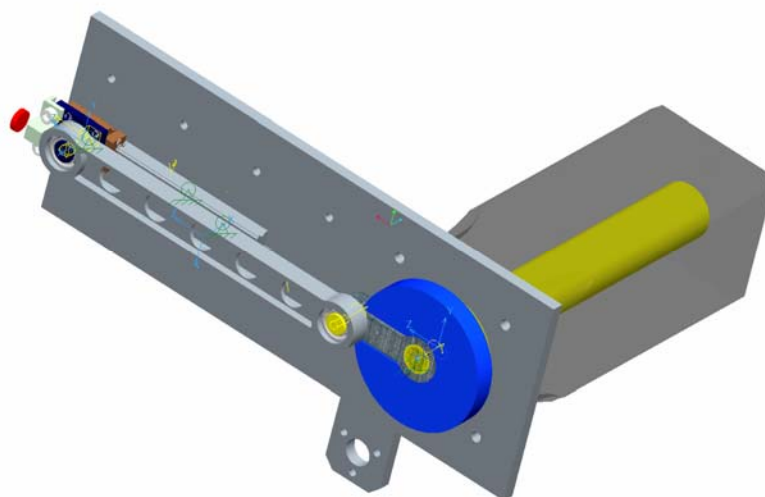
Na průběhu momentu označeným č.3 viz. obr 5.4 je patrná optimální hladina hnacího momentu. Potřebných setrvačných hmot se docílilo dalším přidáním tzv. setrvačnicku, jehož moment setrvačnosti je:

$$I_s = 3,66 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2 \quad (5.4)$$

Výpočtový model se všemi přidanými setrvačnými hmotami je zobrazen na obr. 5.5.



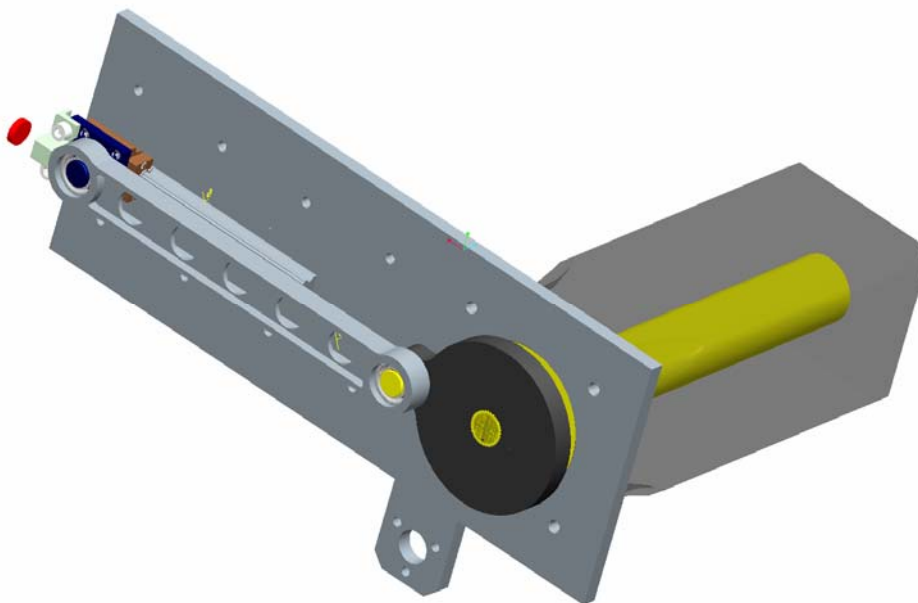
**Obr. 5.4** Průběh hnacího momentu mechanismu  
(ve větším měřítku v příloze C)



**Obr. 5.5** Výpočtový model s přidaným setrvačníkem

### 5.1.3 Konstrukční návrh

S ohledem na prostorové a konstrukční uspořádání mechanismu bylo potřebné navýšení setrvačné hmoty řešeno modifikací kliky mechanismu. V programu Pro/Engineer byla klika navržena pro potřebný moment setrvačnosti. Výsledný model je zobrazen na obr. 5.6. Rozměrové a hmotnostní parametry jsou přiloženy ve výkresové dokumentaci.



**Obr. 5.6** Model mechanismu  
s modifikovanou klikou

### 5.1.4 Závěr

Z obr. 5.4 je patrné, že zvýšení setrvačných hmot na klice mechanismu malou měrou přispívá ke snížení hodnot momentu. Nalezením optimálního momentu setrvačnosti  $I$  všech rotačních prvků se maximální hodnota momentu snížila z 10 Nm na 9,2 Nm. V procentuálním porovnání se tak moment na klice snížil o 8 %, což z praktického pohledu vývoje nového rozváděcího mechanismu nemá velký význam. Optimální moment setrvačnosti všech rotačních prvků na klice mechanismu pak je  $I = 6,45 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2$ . Jedno z možných konstrukčních řešení je modifikace kliky mechanismu tak, aby byl její moment setrvačnosti  $I_k = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ kg m}^2$ .

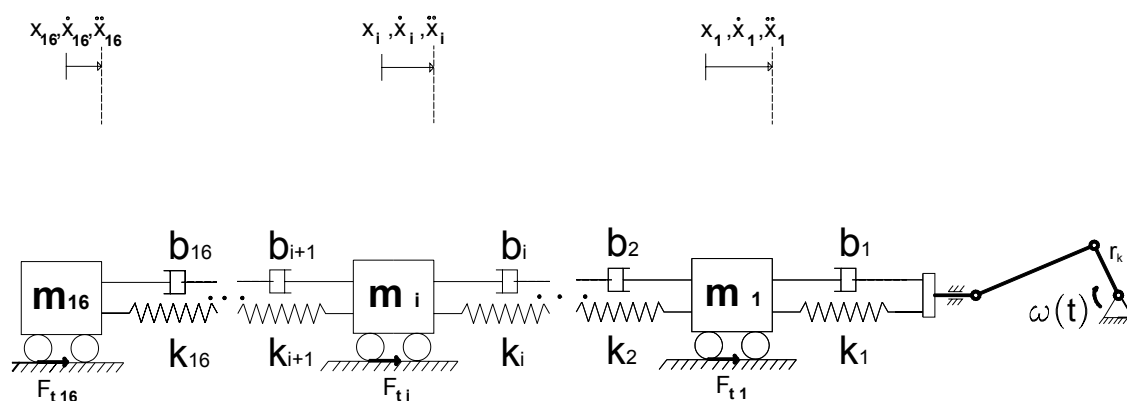
## 6. Optimalizace hnacího momentu 2

V současné době jsou na vyráběných doprřadacích strojích s rozvřděcím vačkovým mechanismem setrvačné dynamické síly při vysokých rychlostech redukovány pomocí dvou absorbčních prvků na běžci vačkového mechanismu. Cílem této statě je aplikovat současné řešení absorbce sil v úvratích pohybu rozvřděcí tyče při rozvřdění vačkou na klikový rozvřděcí mechanismus s řízeným pohonem a pomocí těchto absorbčních prvků se pokusit snížit hnací moment mechanismu. Zhodnotit účinnost současného uspořřdání pružin na běžci stroje a absorbčních prvků rozmístěných v řadě míst podél soustavy rozvřděcí tyče.

Parametry této optimalizace odpovídají novějšímu uspořádání rozváděcí tyče na stroji BT - 923. Jedná se o soustavu 16-ti sekcí. Přičemž na každé sekci dlouhé 2350 mm je umístěno 10 spřádacích jednotek.

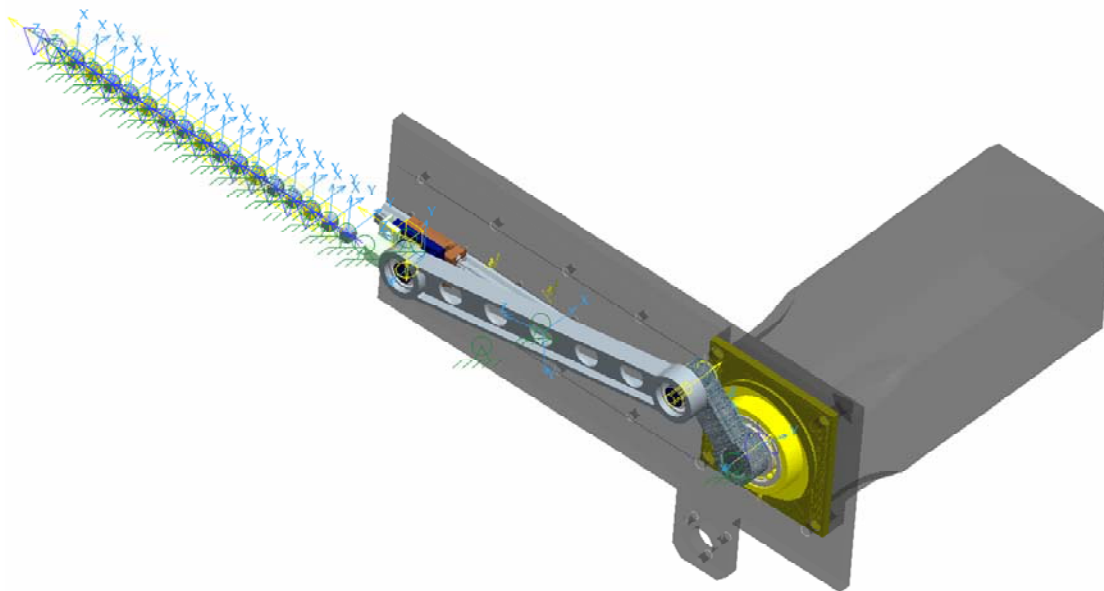
### 6.1 Stavba matematického modelu soustavy rozváděcí tyče

Stejně jako v kapitole 5.1 je základní model vytvořený v prostředí Pro/Engineer a příslušné členy zavazbeny v modulu Pro/Mechanica. Simulace hmoty soustavy RT zde je realizována pomocí řady hmotných bodů  $m_1-m_{16}$  (obr. 6.1). Materiálové vlastnosti RT jsou v modelu zahrnuté jako síly pružin s tuhostí  $k_i$  a síly tlumičů s koeficientem viskózního tlumení  $b_i$ , které vzájemně spojují jednotlivé hmotné body. Uchycení rozváděcí tyče v kluzném vedení po délce stroje je v modelu simulováno posuvnými vazbami každého bodu. U vazeb elementu k rámu je uvažována také třecí síla  $F_t$ . Na obr. 6.2 je zobrazen základní výpočtový 16-ti hmotový model rozváděcího mechanismu.



**Obr. 6.1** Schéma uspořádání sil na dynamickém modelu soustav 16-ti hmotných bodů

Rozvržení duralových a kompozitních tyčí na stroji je v poměru 2:1. Na modelu s 16–ti sekcemi to odpovídá 11-ti duralovým a 5-ti kompozitním tyčím. V modelu je tato skutečnost zajištěna rozdílnou hustotou prvků představujících duralovou a kompozitní tyč. Tato tělesa stejného objemu ale různé hustoty jsou pak na modelu barevně odlišena.



**Obr. 6.2** 16-ti hmotový model soustavy rozváděcích tyčí v prostředí Pro/Engineer

- Definice parametrů

Pro popis soustavy budeme opět vycházet z diferenciální rovnice 4.1. Prvním z definovaných parametrů bude hmotnost jednotlivých tyčí.

Hmotnost duralové tyče odpovídající délky je

$$m_d = 0,309 \text{ kg} \quad (6.1)$$

Z tab. 4.1 a vztahu (6.1) dále získáme hmotnosti tyčí, vodičů a spojek. Hmotnost připadající na jeden hmotný bod modelu pak je

$$m_{cd} = m_d + 10 \cdot m_v + m_s = 0,4134 \text{ kg}, \quad (\text{duralová tyč}) \quad (6.2)$$

$$m_{ck} = m_k + 10 \cdot m_v + m_s = 0,3414 \text{ kg}. \quad (\text{kompozitní tyč}) \quad (6.3)$$

Při uspořádání duralových a kompozitních tyčí v poměru 2:1, tj. 11 duralových a 5 kompozitních, je celková hmotnost soustavy těles:

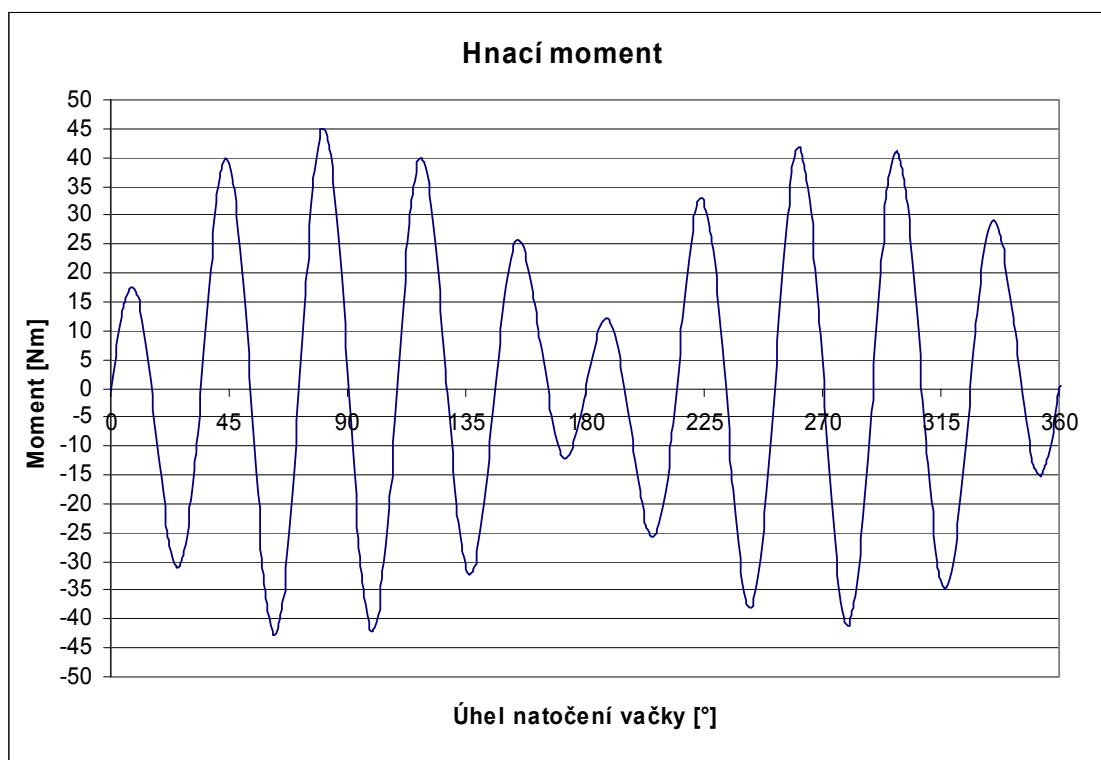
$$m_{cs} = 6,2544 \text{ kg} \quad (6.4)$$

- Počáteční podmínky

Počáteční poloha modelu je při analýze v poloze levé úvratě pohybu rozváděcí prvku. Vzhledem k tomu, že soustava RT je modelována 16-ti hmotnými body, nejsou k dispozici počáteční hodnoty rychlosti a polohy všech členů soustavy. Proto rychlosti těchto hmotných bodů byly voleny rovny nule a polohy jednotlivých členů odpovídají rozměru dynamicky nezátížené RT. Nastavené analýzy pak jsou provedeny pro více otáček.

Počáteční rychlost kliky je daná vztahem 5.2 a parametry pohybu jsou uvedeny v tab. 5.1 .

Výsledky dynamických setrvačných sil působících na mechanismus jsou vyjadřovány prostřednictvím hnacího momentu na klice, viz obr. 6.3 (ve větším měřítku v příloze D). Pro popis a výsledky chování jednotlivých bodů soustavy, je pak v modelu vyhodnocováno také posunutí, rychlost a zrychlení všech hmotných bodů soustavy (zobrazeno v příloze D).

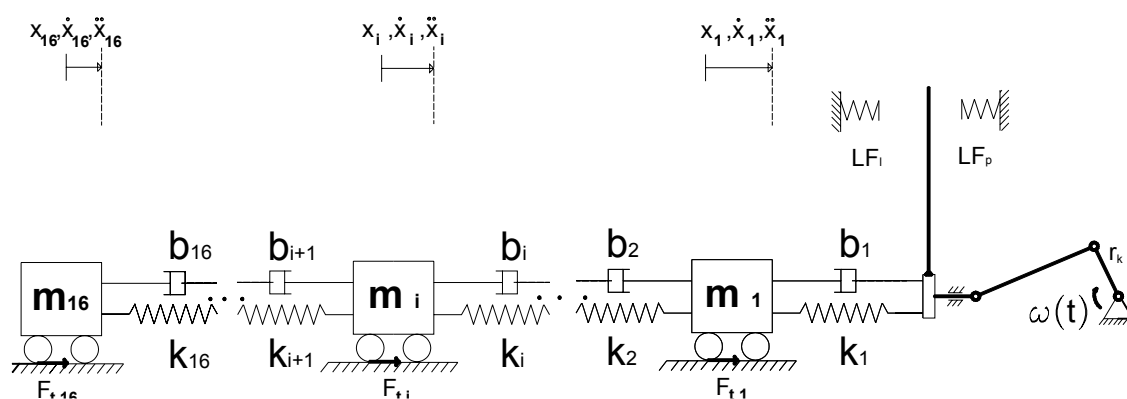


Obr. 6.3 Hnací moment

## 6.2 Analýza řešení absorpce sil na běžci mechanismu

V současné době se na dopřádacích strojích s rozváděním pomocí vačky používají k absorpci energie v koncových polohách rozváděcího pohybu pryžové pružiny. V další analýze budeme aplikovat tento systém absorpce energie na model klikového mechanismu s řízeným pohonem a analyzovat hnací moment kliky a dynamické chování RT.

Pryžové pružiny jsou umístěny na rámu stroje a tlumicí efekt sil na rozváděcí tyči se tu přenáší na posuvný běžec. Při pohybu běžce po vedení se pružiny v přechodovém úseku úvratě uvedou do činnosti dosednutím na upravené plochy běžce. Na obr. 6.4 je zobrazen schématický náčrt uspořádání absorpčních prvků v jednom místě rozváděcího členu.



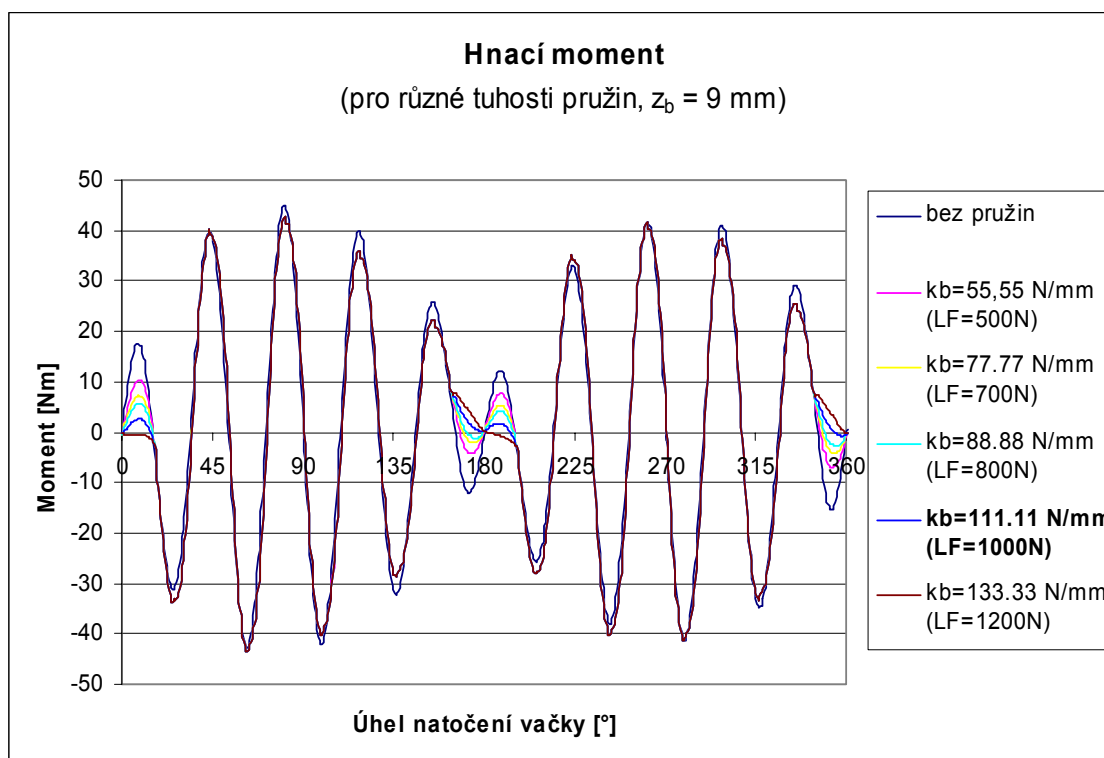
**Obr. 6.4** Schéma uspořádání prvků absorbujících energii v krajních polohách

Pro simulaci současného řešení modifikujeme výpočtový matematický model z kapitoly 6.1 přidáním prvků kompenzujících sílu v koncové poloze pohybu běžce. Tím bude přesně popsáno chování soustavy při absorpci síly v úvratích na jednom místě soustavy rozváděcí tyče. Zdvihová závislost pružin je odvozená od aktuální polohy běžce. V momentě kdy bude poloha běžce vyhovovat vhodně nastavené podmínce, uvede se síla  $LF_l$ , resp.  $LF_p$  do činnosti. Tato podmínka je odvozena od přechodového úhlu, která na rozváděcím pohybu odpovídá zdvihu  $z_b = 9 \text{ mm}$ . Síla vyvozená pryžovými pružinami koncových polohách  $LF_l$ , resp.  $LF_p$  je pak lineárně závislá na zdvihu  $z_b$ .

$$LF_l = LF_p = k_b \cdot z_b, \quad (6.5)$$

kde  $k_b$  je tuhost pryžové pružiny.

V provedených analýzách jsme hledali změnou tuhosti pružiny  $k_b$  optimální průběh momentu na klice mechanismu. Průběh optimalizace je zobrazen na obr. 6.5 (ve větším měřítku zobrazeno v příloze E).



**Obr. 6.5** Optimalizace hnacího momentu při různých tuhostech pružin v koncových polohách

Z průběhů hnacího momentu je patrný okamžik sepnutí sil pružin koncových poloh. Optimální průběh, tj. ten u kterého v okamžiku sepnutí pružin koncových poloh moment nenarůstá, odpovídá pružině o tuhosti  $k_b = 111.11 \text{ N/mm}$ , která dle (6.5) vyvodí sílu

$$LF_l = LF_p = 1000 \text{ N.} \quad (6.6)$$

Pryžovým pružinám s těmito parametry odpovídá nárazníková pružina typu 76.16 [17].

Z výsledků analýz matematického modelu (obr. 6.5) je možné pozorovat příznivou změnu momentu na klice v úvratích pohybu. Avšak na celkovém průběhu momentu se efekt absorpce energie v koncové poloze pohybu výrazně neprojeví.

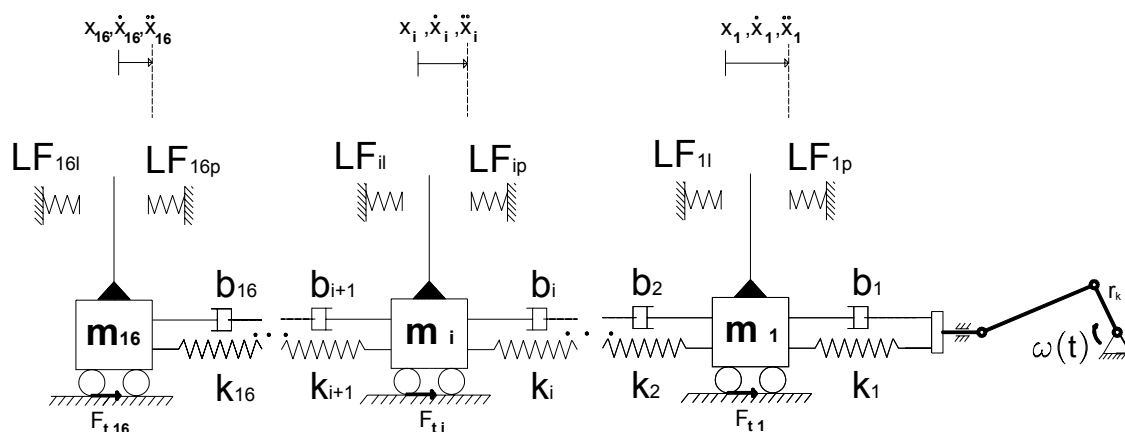
Podrobněji jsou výsledky rozváděcího mechanismu s absorbcí sil na běžci uvedeny v příloze E. V příloze G je pak dále zobrazeno porovnání momentů na klice u soustavy netlumené, soustavy tlumené na běžci a soustavy tlumené na každé sekci.



### 6.3 Analýza řešení absorpce dynamických sil podél RT

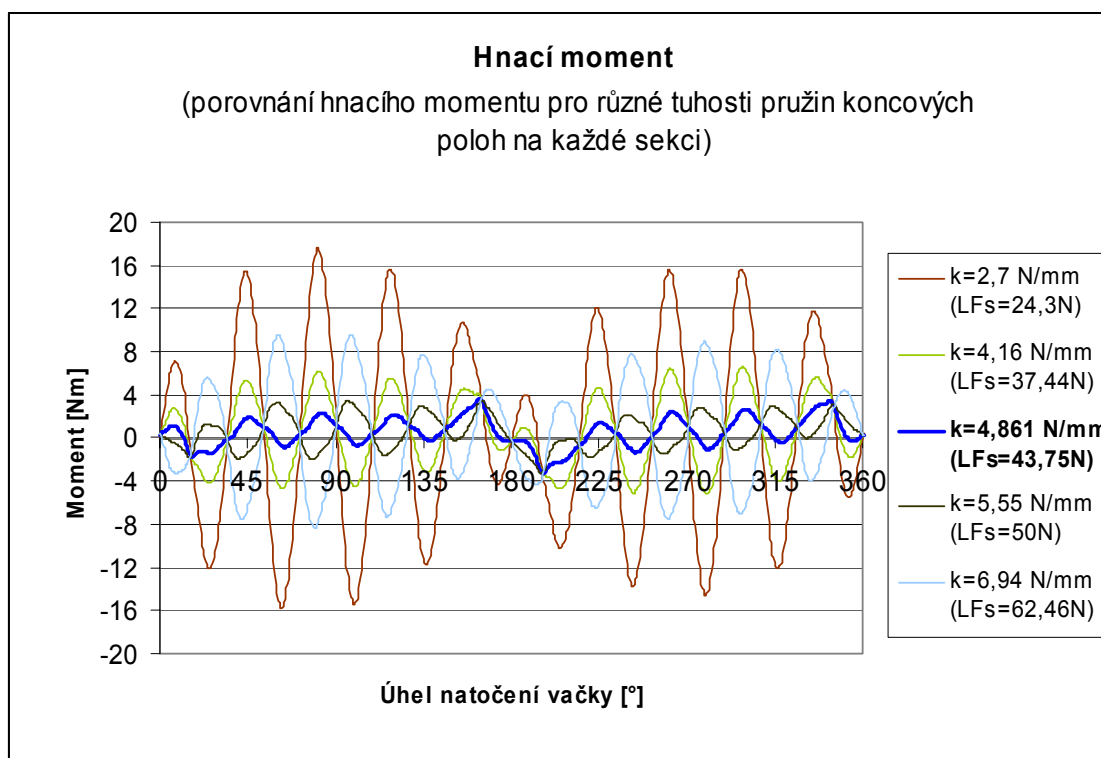
Snaha o větší efekt absorbčních prvků přináší možnost jejich umístění do více míst po délce rozváděcí tyče. Rozmístěním absorbčních prvků po délce soustavy RT se zmenší silové nároky na pružinu oproti umístění pružin na běžci a zároveň se dá očekávat stabilnější chování RT.

V této další nadstavbě matematického modelu jsou prvky kompenzující energii v úvratích umístěny ke každému tělesu soustavy (obr. 6.5). V modelu jsou realizovány tzv. lokálními pružinami daného členu, levou  $LF_{il}$  a pravou  $LF_{ip}$ . Jejich funkce a nastavení je podobné pružinám na běžci (kap. 6.2). Okamžitá poloha každého hmotného bodu  $m_1-m_{16}$  je analyzována a z ní je poté vyhodnocována podmínka funkce lokální pružiny pro daný bod.



**Obr. 6.6** Schéma uspořádání prvků absorbujících sílu umístěných na každé sekci stroje

Parametrem provedených analýz byla hodnota tuhosti lokálních pružin při konstantním zdvihu  $z_b = 9\text{mm}$ . Z obr. 6.7 (ve větším měřítku v příloze F) je patrná optimální hladina tuhosti pružných prvků.



**Obr. 6.7** Průběh hnacího momentu při různých hodnotách tuhosti absorbčních prvků

Na základě provedených analýz bylo nalezeno optimální naladění soustavy rozváděcí tyče. Tuhost, při které je průběh momentu na klice nejpriznivější odpovídá hodnotě

$$k_s = 4,861 \text{ N/mm} \quad (6.8)$$

a síla vyvozená touto pružinou je

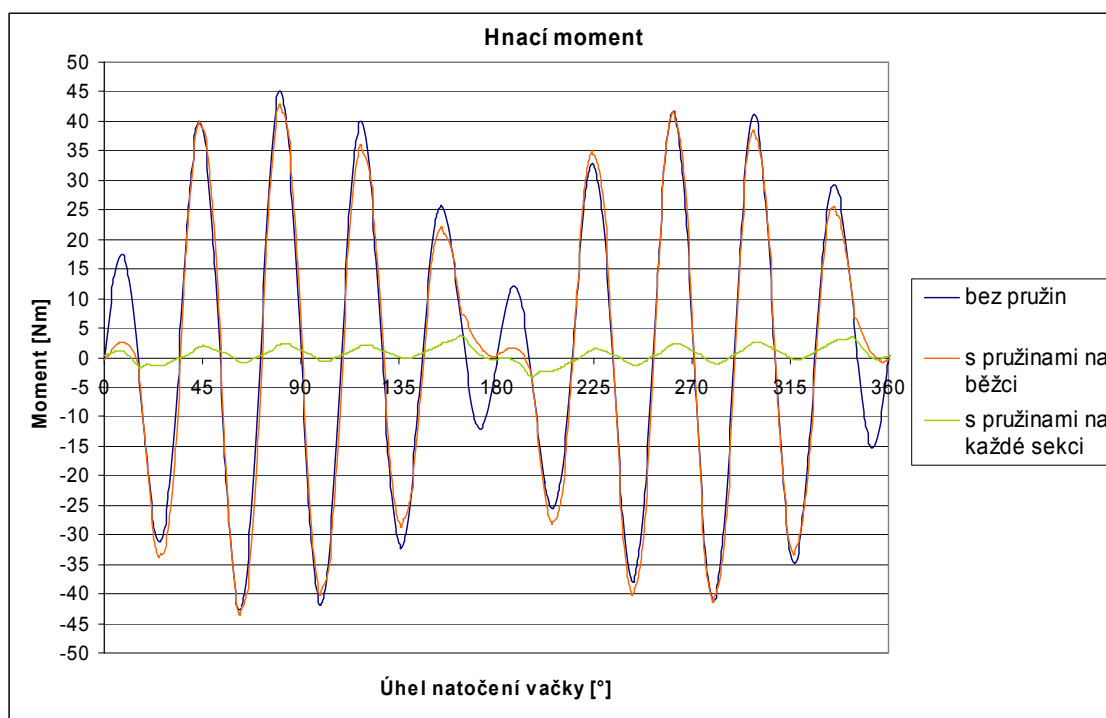
$$LF_s = 43,75 \text{ N.} \quad (6.9)$$

Celková síla zachycená v úvrati pohybu celou soustavou těchto pružin je

$$F_c = 700 \text{ N.} \quad (6.10)$$

Podrobněji popsané výsledky dynamického chování takto naladěné soustavy jsou uvedené v příloze F.

Porovnání průběhů hnacích momentů z analýzy soustavy RT bez přidání absorbčních prvků v koncových polohách, s přidáním absorbčních prvků na běžci a s přidáním absorbčních prvků podél RT na každé sekci je zobrazeno na obr. 6.8 (ve větším měřítku uvedeno v příloze).



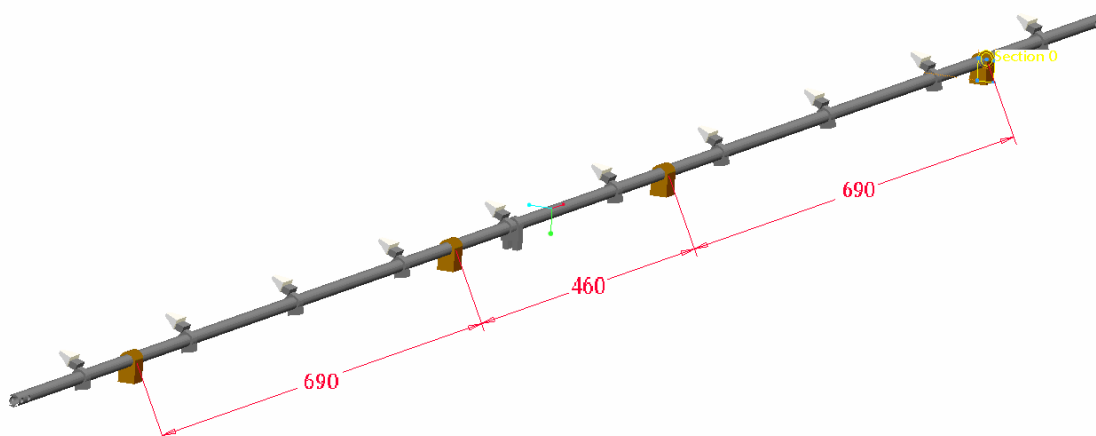
**Obr. 6.8** Průběh hnacího momentu klikového mechanismu s řízeným pohonem

## 7. Konstrukční řešení

Z výsledků z matematického modelu soustavy rozváděcí tyče jsme získali parametry pro návrh pružin absorbujících energii v koncových polohách (6.8,9). Výsledná síla je uvažovaná pro jeden prvek na sekci stroje.

Na obr. 7.1 je zobrazeno současné uspořádání kluzných vedení RT na sekci stroje. Pro jednoduchost a minimální zásah do stávající konstrukce stroje, a především pro možnost dalšího přerozdělení jedné síly na sekci do 4 míst, s výhodou využijeme těchto vedení RT k umístění prvků absorbujících sílu v úvratích pohybu. Výsledná maximální síla působící na pružinu  $F_v$  tak bude

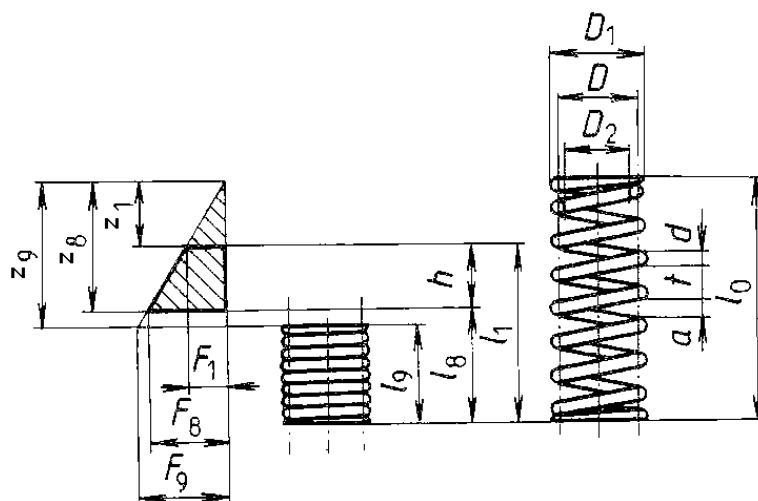
$$F_v = \frac{F_s}{4} = 10,9 \text{ N} . \quad (7.1)$$



**Obr. 7.1** *Současné uspořádání kluzných vedení na tyči*

### 7.1 Návrh pružiny

S ohledem na konstrukční uspořádání jsme zvolili ocelovou tlačnou pružinu. Při návrhu pružiny jsme provedli kontrolní výpočty na dovolené namáhání a životnost pružiny. Pro porovnání výsledků jsme využili i modulu knihovny Pro/Engineer - MechSoft.



Obr. 7.2 Tlačná pružina [15]

Parametry navržené pružiny:

$\varnothing D_1 = 15,5 \text{ mm}$	vnější průměr pružiny
$\varnothing D = 14,25 \text{ mm}$	střední průměr pružiny
$\varnothing D_2 = 13 \text{ mm}$	vnitřní průměr pružiny
$\varnothing d = 1,25 \text{ mm}$	průměr drátu vinutí
$L_0 = 36,5 \text{ mm}$	volná délka pružiny
$L_8 = 27,5 \text{ mm}$	délka plně zatížené pružiny
$F_8 = 10,9 \text{ N}$	maximální síla pružiny

vlastnosti materiálu [16, str. 609-613]: zušlechťená uhlíková ocel 12 090.3 dle normy ČSN 42 6450.2 třídy 1 - zaručuje počet cyklů  $N_F > 10^7$ . Pružinový drát okuličkovaný pro zvýšení meze únavy.

$$R_m = 1570 \text{ MPa},$$

$$\tau_{Dm} = 705 \text{ MPa},$$

$$G = 78500 \text{ MPa},$$

$$\rho_p = 7850 \text{ kgm}^{-3}.$$

$$k = \frac{F}{z}, \text{ kde zdvih } z = L_0 - L_8. \quad (7.2)$$

Zobecněná síla vyvozená pružinou při volbě činných závitů  $n = 7$  je

$$F = \frac{G \cdot z \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = 10,6 \text{ N}. \quad (7.3)$$

$$\text{Poměr } i = \frac{D}{d} = 11,4, \text{ vyhovuje podmínce pro } d \leq 11,8 \text{ mm je } 4 \leq i \leq 16. \quad (7.4,5)$$

Vliv smykového napětí  $\tau_s$ , které se na vnitřním průměru pružiny sčítá s napětím v krutu  $\tau_k$ , se zavádí do výpočtu prostřednictvím *Wahlova* korekčního součinitele  $K$ , pro který platí, že

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1}, \quad \text{kde proměnná } i = \frac{D}{d_i} \quad (7.6,7)$$

Zobecněné napětí materiálu pružiny v krutu pak je

$$\tau = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3} = 219 \text{ MPa} . \quad (7.8)$$

A splňuje podmínku  $\tau_{Dm} \geq \tau$  . (7.9)

Pro cyklické namáhání se smykové napětí  $\tau_8$  odečítá z grafů [16, str. 605] .

$$\tau_8 = 380 \text{ MPa} . \quad (7.10)$$

Pro výpočet maximálního zdvihu, resp. minimální délky stlačené pružiny, platí že

$$l_{\min} = l_0 - z \frac{\tau_{Dm}}{\tau_8} = 19,8 \text{ mm} . \quad (7.11)$$

Vlastní frekvence pružiny je

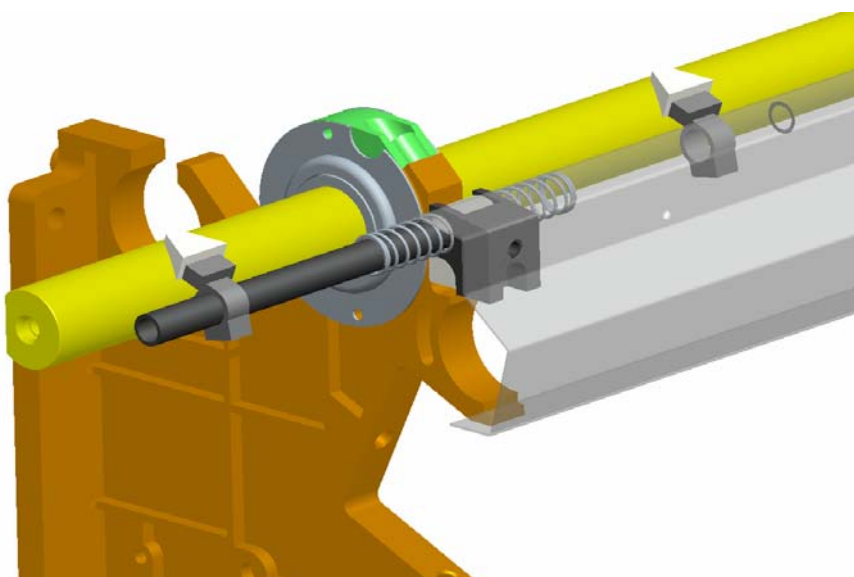
$$f_0 = \frac{d}{2\pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \cdot 10^6 = 421 \text{ Hz} , \quad (7.12)$$

a vyhovuje naladění soustavy, neboť se nijak neblíží k rezonančním frekvencím rozváděcích tyčí.

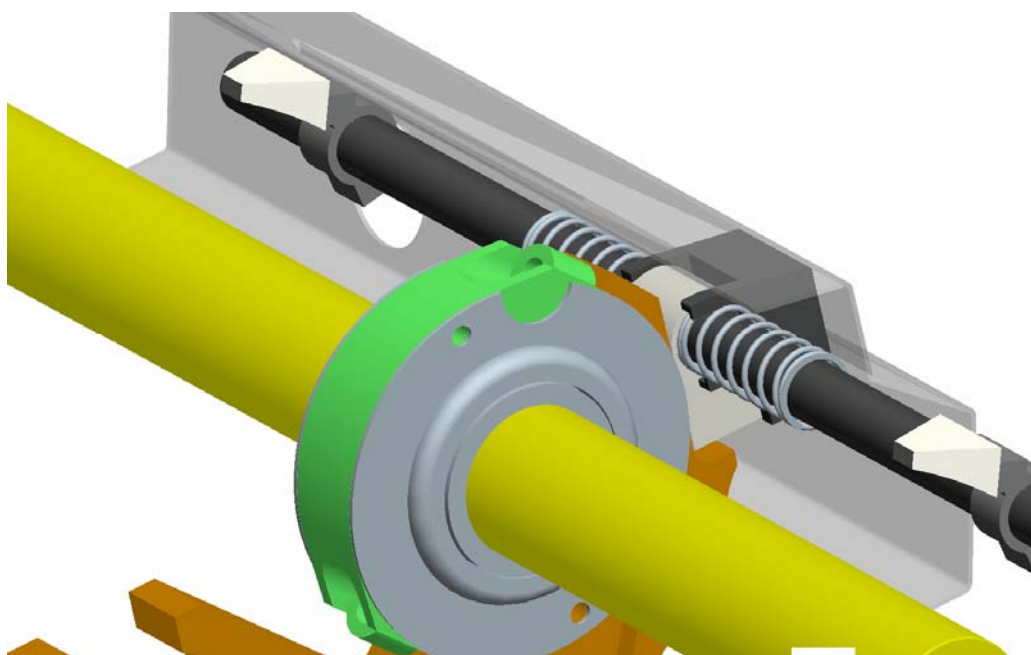
Takto navržená ocelová pružina ve volném stavu dlouhá  $L_0 = 36,5 \text{ mm}$ , při stlačení o zdvih  $z = 9 \text{ mm}$  vyvolá sílu  $F = 10,6 \text{ N}$ . Rozměrově pružina odpovídá požadavkům návrhu i kontrole pro životnost nad  $10^7$  cyklů.

## 7.2 Modifikace držáku třetí ruky k uchycení pružin

Na obr. 7.3 je zobrazeno prostorové uspořádání RT a navíjecího hřídele, a řešení jejich uložení v rámu stroje. Na rozváděcí tyči jsou v místech vedení RT umístěny pružiny krajních poloh pohybu rozváděcí tyče. Toto řešení využívá jako dosedacích ploch pružin objímku vodiče a tělo vedení RT. Pro zajištění pružin proti volnému pohybu mezi vedením a vodičem je modifikován držák třetí ruky (obr. 7.4). Tento díl z tvrzeného plastu připevněný na kluzné vedení RT svírá po obou stranách 2 závěrné závitů pružin a tím zabraňuje jejich volnému pohybu.



**Obr. 7.3** *Prostorové uspořádání pružin a držáku třetí ruky*



**Obr. 7.4** *Držák třetí ruky upravený pro zajištění proti volnému pohybu pružin*

Toto řešení je maximálně uzpůsobeno stávající konstrukci stroje. Snaží se vhodně využít současných prvků pro realizaci absorbce sil koncových poloh rozváděcího pohybu. Navrhnutá pružina splňuje požadované podmínky na rozměr, tuhost i bezpečnou životnost.

## 8. Vyhodnocení

Tato práce zhodnotila stávající mechanismy rozvádění a blíže popsala nový systém rozvádění pomocí klikového mechanismu s řízeným pohonem.

Na jednohmotovém matematickém modelu klikového rozváděcího mechanismu s řízeným pohonem byla provedena optimalizace hnacího momentu přidáním setrvačných hmot na kliku mechanismu. Z výsledků vyplývá, že optimální moment setrvačnosti přispívá ke snížení hnacího momentu jen velmi málo. V procentuálním porovnání se snížil o 8 %, což z praktického pohledu vývoje nového rozváděcího mechanismu nemá velký význam.

Dále byl vytvořený matematický model soustavy rozváděcí tyče. Tento výpočtový model byl postaven na základě experimentálně zjištěných dynamických vlastností příslušných tyčí a spolehlivě simuluje mechanismus rozvádění v provozu. Jednotlivými modifikacemi jsme na tomto modelu mohli ověřit chování RT a účinnost různých způsobů absorpce sil v koncových polohách rozváděcího pohybu.

Přínos použití vhodně nastavených soustav pružin koncových poloh rozváděcího pohybu je zřejmý z obr. 6.8. Absorbce dynamických setrvačných sil RT po její délce velmi významně přispívá ke snížení hnacího momentu kliky rozváděcího mechanismu, který se tak oproti soustavě RT bez použití těchto pružin snížil ze 45 Nm na přibližně 4 Nm.

Konstrukční řešení umístění pružin na RT stroje v místech kluzných vedení bylo navrženo ve snaze vhodně využít stávajícího uspořádání na stroji. Výsledkem toho je minimální zásah do konstrukce společně s bezpečnou funkcí a životností navržených pružin.



## Literatura

- [01] Hubálek, M.: Konstrukce rozváděcí skříně rotorového dopřádacího stroje /Diplomová práce/. Liberec, TUL 2003
- [02] Valíčková M.: Konstrukce rozváděcího mechanismu rotorového dopřádacího stroje /Diplomová práce/. Liberec, TUL 2005
- [03] Hubálek, M.: Nový systém rozvádění příze na rotorových dopřádacích strojích s využitím servopohonů /Doktorská práce/. Liberec, TUL 2006
- [04] Kolektiv autorů KTS: Textilní a oděvní stroje I. Liberec, VŠST 1991
- [05] Patentový spis 2002-3430, zveřejněn 16. 06. 2004
- [06] Patentový spis 1999-1714, zveřejněn 14. 02. 2001
- [07] Patentový spis 2003-3278, zveřejněn 16. 02. 2005
- [08] Patentový spis 1989-212, zveřejněn 12. 02. 1991
- [09] Patentový spis 1999-468, zveřejněn 15. 09. 1999
- [10] Přihláška vynálezu 2006 – 329, podán 22.5. 2006
- [11] <http://www.bksv.com/default.asp?ID=3038>
- [12] <http://www.bksv.com/pdf/BP1874.pdf>
- [13] Brüel & Kjær: Product Data Piezoelectric accelerometers. Miniature Triaxial DeltaTron Accelerometer Type 4520
- [14] <http://www.bksv.com/pdf/Bu0228.pdf>
- [15] Brüel & Kjær: Modal Analysis of Large Structures – Multiple Exciter Systems
- [16] Strojírenské tabulky
- [15] Pešík L.: Části strojů, stručný přehled, 1.díl, TUL 2002
- [17] <http://www.rubena.cz/files/Silentbloky/Silentbloky.pdf>  
Manual Pro/Mechanica  
Manual Pro/Engineer  
Mechsoft

## **Seznam příloh**

- A) Výsledky měření zrychlení rozváděcí tyče
- B) Výsledky měření dynamických vlastností duralové a kompozitní tyče
- C) Výsledky optimalizace hnacího momentu 1
- D) Výsledky dynamické analýzy rozvádění (soustava RT dural – kompozit)
- E) Výsledky dynamické analýzy rozvádění na modelu s absorbcí sil na běžci mechanismu
- E) Výsledky dynamické analýzy rozvádění na modelu s absorbcí sil na každé sekci stroje
- F) Výkresová dokumentace
- G) CD

## **PŘÍLOHA A**

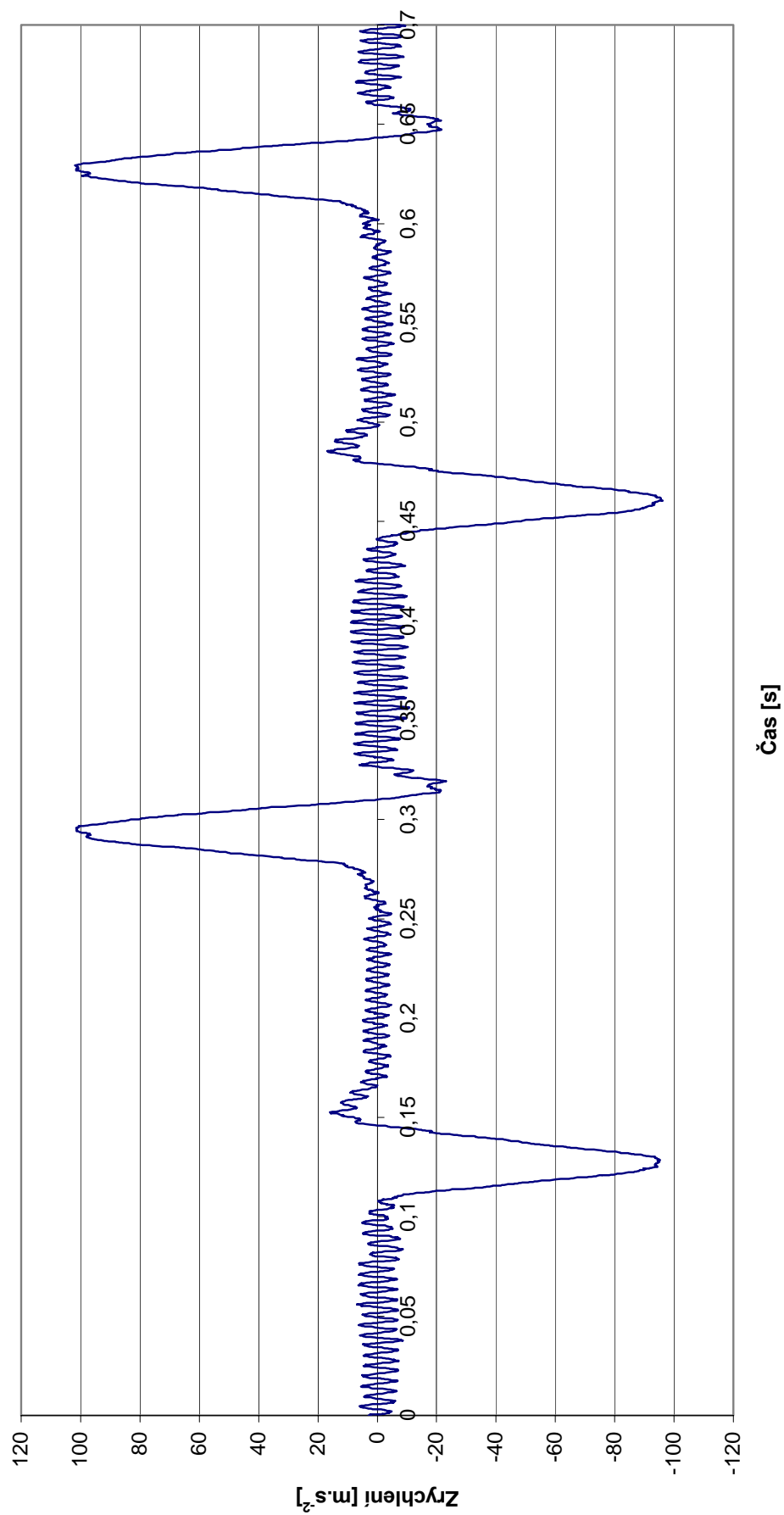
**A2** – Průběh zrychlení rozváděcí tyče pro 180 dvojzdvihů

**A3** – Průběh zrychlení rozváděcí tyče pro 200 dvojzdvihů

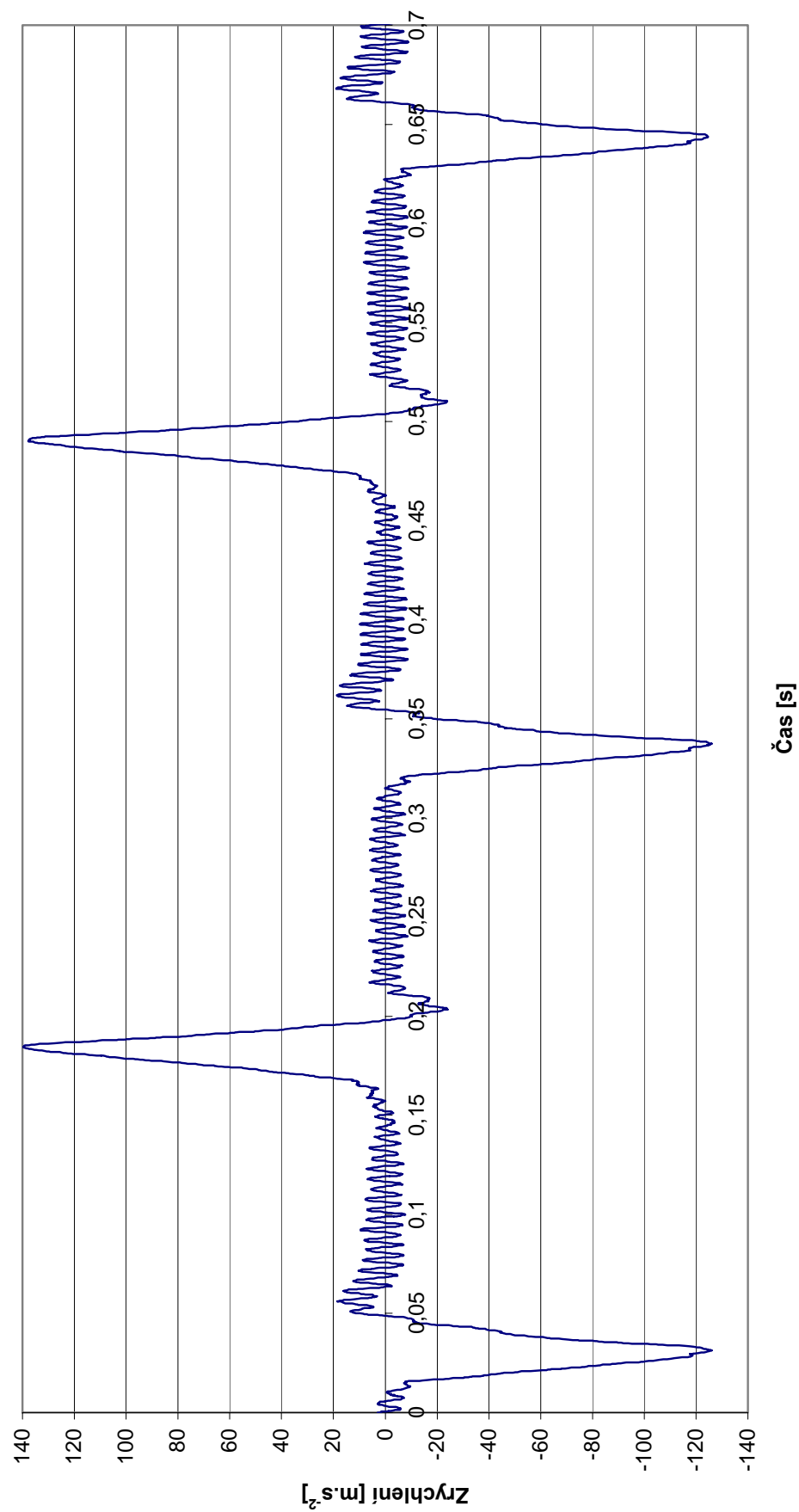
**A4** – Průběh zrychlení rozváděcí tyče pro 220 dvojzdvihů

**A5** – Průběh zrychlení rozváděcí tyče pro 240 dvojzdvihů

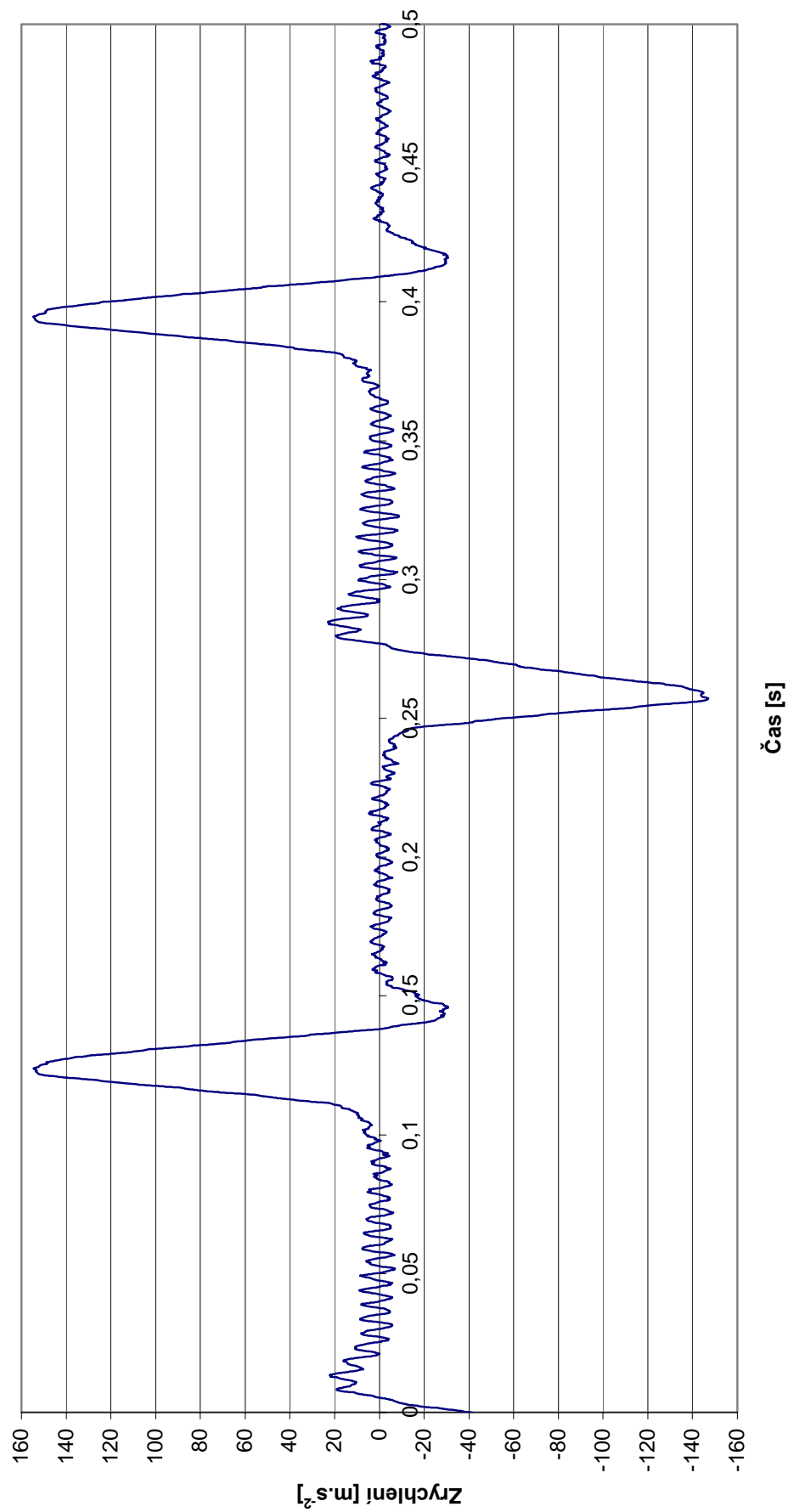
# **Průběh zrychlení na rozváděcí tyči pro 180 dvojzdvihů** (teoretické zrychlení = 100 m.s<sup>-2</sup>)



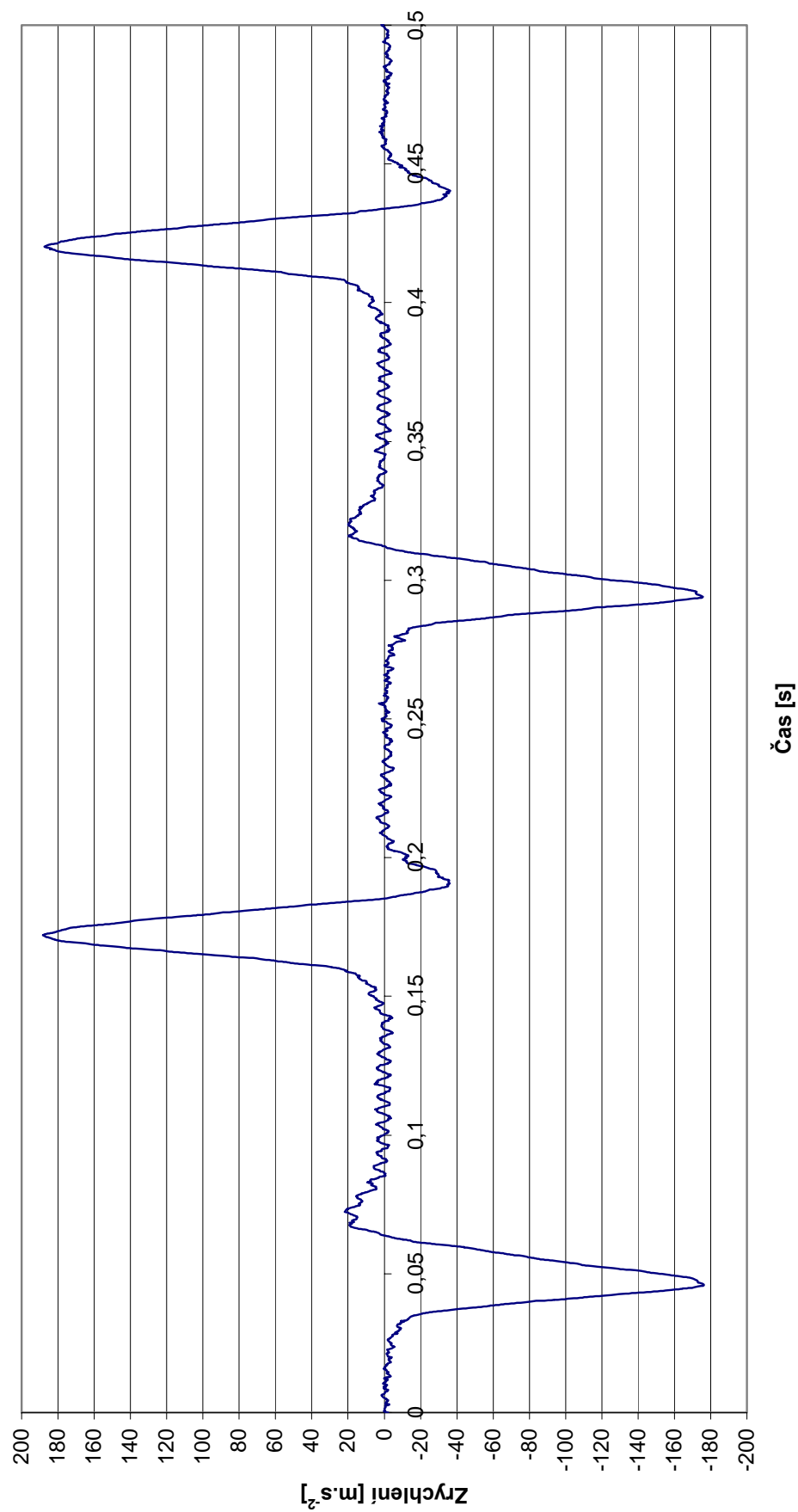
# **Průběh zrychlení na rozváděcí tyči pro 200 dvojzdvihů** (teoretické zrychlení = $124 \text{ m.s}^{-2}$ )



**Průběh zrychlení na rozváděcí tyči pro 220 dvojzdvihů**  
(teoretické zrychlení =  $150 \text{ m.s}^{-2}$ )



# **Průběh zrychlení na rozváděcí tyči pro 240 dvojzdvihů** (teoretické zrychlení = $179 \text{ m.s}^{-2}$ )



## **PŘÍLOHA B**

**B2** – Vlastní frekvence tyčí – MKP Pro/Mechanica

**B3** – Měření – duralová tyč – nedělená, bez osazení

**B4** – Měření – duralová tyč – nedělená, osazená

**B5** – Měření – duralová tyč – dělená, osazená

**B6** – Měření – kompozitní tyč – nedělená, bez osazení

**B7** – Měření – kompozitní tyč – nedělená, osazená

**B8** – Měření – kompozitní tyč – dělená, osazená



Vlastní frekvence tyčí [ Hz] (MKP)		
mód	duralová tyč	kompozitní tyč
1	1468,5	1674
2	2937	3349
3	4405	5024
4	5874	6698
5	8811	8373

Duralová RT nedělená, neosazená						
počet měření			m[kg] = 0,238		k [N/m] = 1908319	
	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$f_d$ [Hz]	$f_h$ [Hz]	$\eta$ [-]	b [Ns/m]
1						
	1357	9	1352	1361	0,00663228	4,46968202
	2705,5	9,5	2703	2712,5	0,00351137	2,36641022
2						
	1357	10	1351	1361	0,00736920	4,96631335
	2705,5	12,5	2700	2712,5	0,00462022	3,11369766
3						
	1354	10	1348	1358	0,00738552	4,97731700
	2707	20,5	2697	2717,5	0,00757296	5,10363458
4						
	1355	11	1348	1359	0,00811808	5,47100807
	2706,5	19	2696	2715	0,00702014	4,73107176
5						
	1359	8,5	1354	1362,5	0,00625460	4,21515389
	2705	11,5	2698,5	2710	0,00425139	2,86513135
6						
	1359	9	1353,5	1362,5	0,00662252	4,46310412
	2706	10,5	2700	2710,5	0,00388027	2,61502276
7						
	1358,5	9	1353	1362	0,00662495	4,46474678
	2706,5	14	2699,5	2713,5	0,00517273	3,48605287
8						
	1358,5	9,5	1352,5	1362	0,00699301	4,71278826
	2710	15,5	2702	2717,5	0,00571956	3,85457387
9						
	1359	9	1353,5	1362,5	0,00662252	4,46310412
	2705,5	12	2699	2711	0,00443541	2,98914975
10						
	1360,5	12	1353	1365	0,00882029	5,94424451
	2707	9,5	2702	2711,5	0,00350942	2,36509895
Průměrné hodnoty						
	1357,8					4,81474621
	2706,5					3,18500347

Duralová RT nedělená, osazená						
počet měření	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$m[\text{kg}] = 0,3434$		$k [\text{N/m}] = 1908319$	
			$f_d$ [Hz]	$f_h$ [Hz]	$\eta$ [-]	$b$ [Ns/m]
1						
	1055	22	1045	1067	0,02085308	16,88090997
	2216	19	2204	2223	0,00857401	6,94079916
2						
	1055	23	1045	1068	0,02180095	17,64822406
	2216	19	2204	2223	0,00857401	6,94079916
3						
	1054	25	1042	1067	0,02371917	19,20105229
	2217	16	2208	2224	0,00721696	5,84224711
4						
	1052	17	1042	1059	0,01615970	13,08153821
	2217	12	2211	2223	0,00541272	4,38168533
5						
	1056	24	1043	1067	0,02272727	18,39809920
	2215	20	2201	2221	0,00902935	7,30940284
6						
	1053	34	1032	1066	0,03228870	26,13823020
	2212	44	2196	2240	0,01989150	16,10249550
7						
	1045	31	1031	1062	0,02966507	24,01436106
	2207	27	2195	2222	0,01223380	9,90346255
8						
	1053	22	1041	1063	0,02089269	16,91297248
	2222	34	2199	2233	0,01530153	12,38683906
9						
	1053	32	1036	1068	0,03038936	24,60068724
	2214	39	2197	2236	0,01761518	14,25977336
10						
	1059	35	1038	1073	0,03305005	26,75455407
	2217	39	2197	2236	0,01759134	14,24047732
Průměrné hodnoty						
	1053,5					20,36306288
	2215,3					10,56574467

Duralová RT dělená, osazená						
počet měření	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$m[\text{kg}] = 0,3434$		$k [\text{N/m}] = 1908319$	
	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$f_d$ [Hz]	$f_h$ [Hz]	$\eta$ [-]	$b$ [Ns/m]
1						
	1083	29	1064	1093	0,02677747	21,67680016
	2244	44	2217	2261	0,01960784	15,87286989
2						
	1081	25	1069	1094	0,02312673	18,72147004
	2243	54	2212	2266	0,02407490	19,48902527
3						
	1073	42	1054	1096	0,03914259	31,68656786
	2236	33	2216	2249	0,01475850	11,94724510
4						
	1083	24	1070	1094	0,02216066	17,93942082
	2243	49	2215	2264	0,02184574	17,68448590
5						
	1079	23	1067	1090	0,02131603	17,25567784
	2257	41	2231	2272	0,01816571	14,70543684
6						
	1079	25	1062	1087	0,02316960	18,75617156
	2254	38	2236	2274	0,01685892	13,64756959
7						
	1079	29	1066	1095	0,02687674	21,75715901
	2257	29	2236	2265	0,01284891	10,40140655
8						
	1078	31	1060	1091	0,02875696	23,27922755
	2253	32	2238	2270	0,01420328	11,49779124
9						
	1078	30	1066	1096	0,02782931	22,52828473
	2253	32	2238	2270	0,01420328	11,49779124
10						
	1078	32	1063	1095	0,02968460	24,03017038
	2251	23	2239	2262	0,01021768	8,27138000
Průměrné hodnoty						
	1079,1					21,76309500
	2249,1					13,50150016

Kompozitní RT nedělená, bez osazení						
počet měření			m[kg] = 0,233		k [N/m] = 2454469,7	
	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$f_d$ [Hz]	$f_n$ [Hz]	$\eta$ [-]	b [Ns/m]
1						
	1677	8	1673	1681	0,00477042	3,60756133
	3342	19	3332	3351	0,00568522	4,29936140
2						
	1678	9	1673	1682	0,00536353	4,05608783
	3341	17	3332	3349	0,00508830	3,84794844
3						
	1678	9	1673	1682	0,00536353	4,05608783
	3342	17	3333	3350	0,00508677	3,84679705
4						
	1678	8	1673	1681	0,00476758	3,60541141
	3343	15	3335	3350	0,00448699	3,39321736
5						
	1678	9	1673	1682	0,00536353	4,05608783
	3343	15	3335	3350	0,00448699	3,39321736
6						
	1679	9	1673	1682	0,00536033	4,05367206
	3346	17	3338	3355	0,00508069	3,84219836
7						
	1679	10	1673	1683	0,00595593	4,50408006
	3348	20	3338	3358	0,00597372	4,51753311
8						
	1679	9	1674	1683	0,00536033	4,05367206
	3345	15	3337	3352	0,00448430	3,39118853
9						
	1679	9	1674	1683	0,00536033	4,05367206
	3342	20	3332	3352	0,00598444	4,52564358
10						
	1679	9	1673	1682	0,00536033	4,05367206
	3341	14	3333	3347	0,00419036	3,16889871
Průměrné hodnoty						
	1678,4					4,01000045
	3343,3					3,71365011

Kompozitní RT nedělená, osazená						
počet měření			m[kg] = 0,3384		k [N/m] = 2454469,7	
	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$f_d$ [Hz]	$f_h$ [Hz]	$\eta$ [-]	b [Ns/m]
1						
	1201	28	1184	1212	0,02331391	21,24755875
	2723	32	2704	2736	0,01175174	10,71016969
2						
	1198	32	1179	1211	0,02671119	24,34373294
	2719	37	2698	2735	0,01360794	12,40185163
3						
	1201	29	1183	1212	0,02414654	22,00640013
	2722	34	2701	2735	0,01249082	11,38373588
4						
	1200	28	1183	1211	0,02333333	21,26526505
	2722	33	2701	2734	0,01212344	11,04892012
5						
	1201	29	1183	1212	0,02414654	22,00640013
	2722	32	2702	2734	0,01175606	10,71410436
6						
	1178	48	1145	1193	0,04074703	37,13555866
	2726	29	2709	2738	0,01063830	9,69540960
7						
	1164	51	1132	1183	0,04381443	39,93109416
	2719	44	2689	2733	0,01618242	14,74814788
8						
	1170	51	1134	1185	0,04358974	39,72631932
	2723	31	2703	2734	0,01138450	10,37547689
9						
	1169	50	1135	1185	0,04277160	38,98068871
	2723	33	2701	2734	0,01211899	11,04486249
10						
	1168	53	1133	1186	0,04537671	41,35490634
	2724	29	2705	2734	0,01064611	9,70252811
Průměrné hodnoty						
	1185					30,79979242
	2722,3					10,93585524

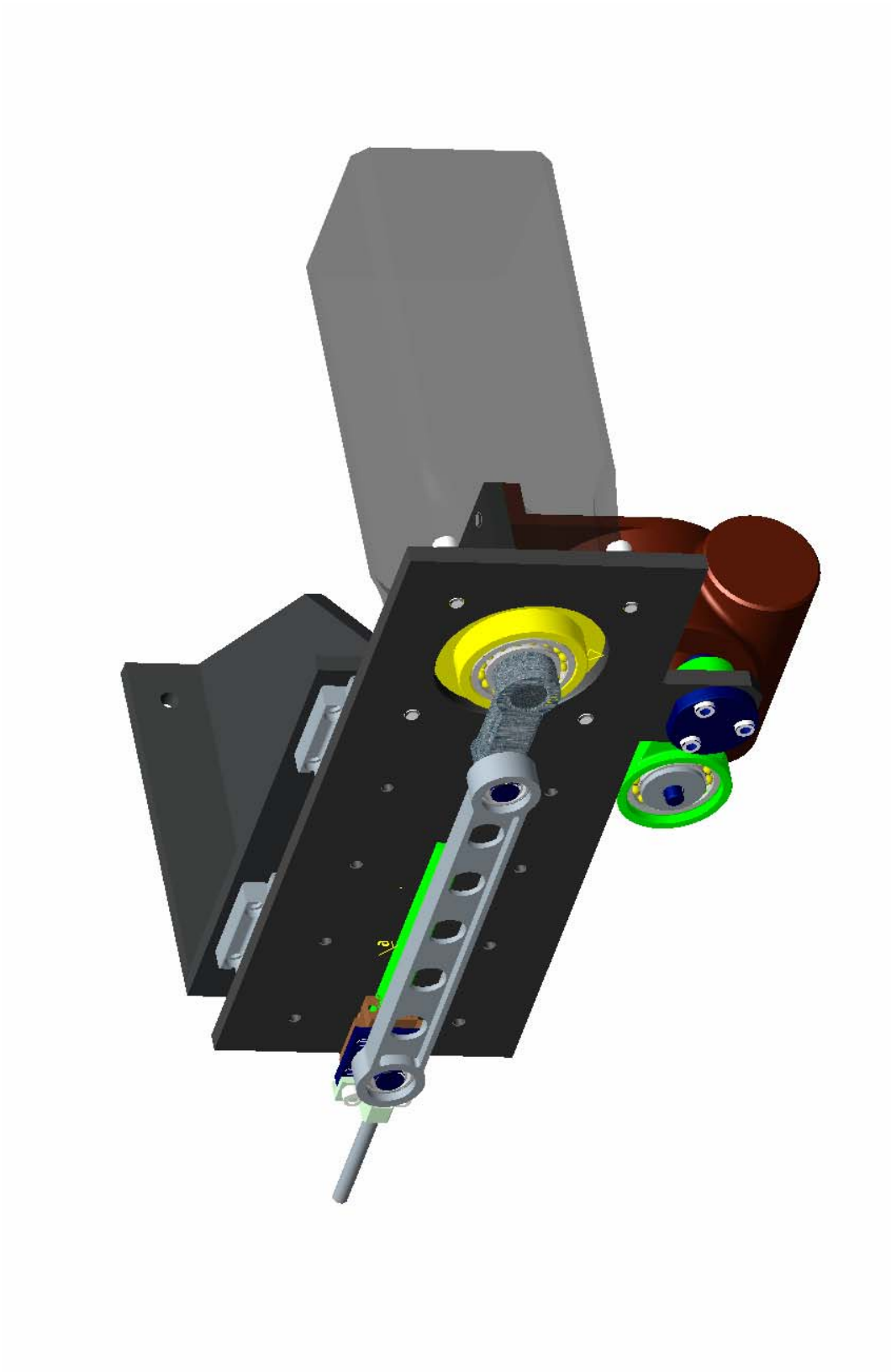
Kompozitní RT dělená, osazená						
počet měření			m[kg] = 0,3384		k [N/m] = 2454469,7	
	$f_n$ [Hz]	$\Delta f_n$ [Hz]	$f_d$ [Hz]	$f_h$ [Hz]	$\eta$ [-]	b [Ns/m]
1						
	1179	63	1136	1199	0,05343511	48,69908026
	2717	46	2690	2736	0,01693044	15,42986790
2						
	1175	68	1135	1203	0,05787234	52,74302820
	2721	45	2693	2738	0,01653804	15,07224645
3						
	1188	68	1135	1203	0,05723906	52,16587385
	2722	42	2696	2738	0,01542983	14,06226197
4						
	1168	70	1127	1197	0,05993151	54,61968762
	2721	38	2698	2736	0,01396545	12,72767478
5						
	1190	50	1154	1204	0,04201681	38,29279420
	2722	32	2703	2735	0,01175606	10,71410436
6						
	1193	53	1154	1207	0,04442582	40,48829053
	2725	37	2702	2739	0,01357798	12,37454480
7						
	1196	47	1160	1207	0,03929766	35,81464849
	2718	41	2695	2736	0,01508462	13,74764849
8						
	1173	63	1128	1191	0,05370844	48,94818042
	2719	34	2699	2733	0,01250460	11,39629609
9						
	1187	52	1149	1201	0,04380792	39,92515763
	1726	36	2704	2740	0,02085747	19,00884477
10						
	1181	56	1140	1196	0,04741744	43,21476386
	2722	36	2699	2735	0,01322557	12,05336740
Průměrné hodnoty						
	1183					45,49115051
	2621,3					13,39113265

## PŘÍLOHA C

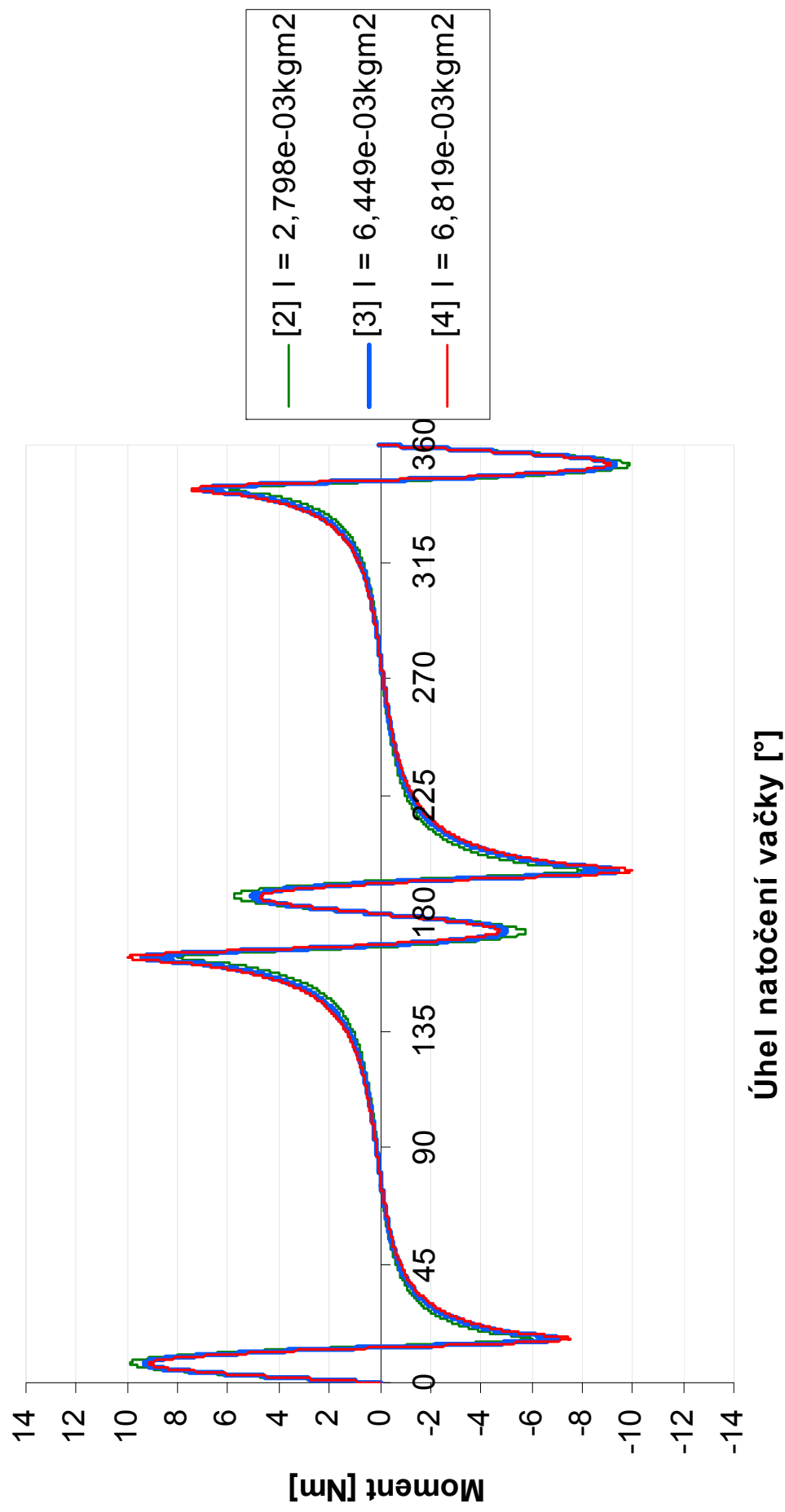
**C2** – Matematický model klikového rozváděcího mechanismu s řízeným pohonem

**C3** – Průběh hnacího momentu na klice mechanismu – optimalizace zvýšením setrvačné hmoty na klice





## Průběh hnacího momentu (optimalizace zvýšením setrvačných hmot na klíče mechanismu)



## **PŘÍLOHA D**

(bez prvků absorbujících sílu v koncových polohách rozváděcího pohybu)

**D2** – Hnací moment kliky mechanismu

**D3** – Reakce v místě uchycení RT

**D4** – Zrychlení různých členů soustavy RT

**D5** – Rychlost různých členů soustavy RT

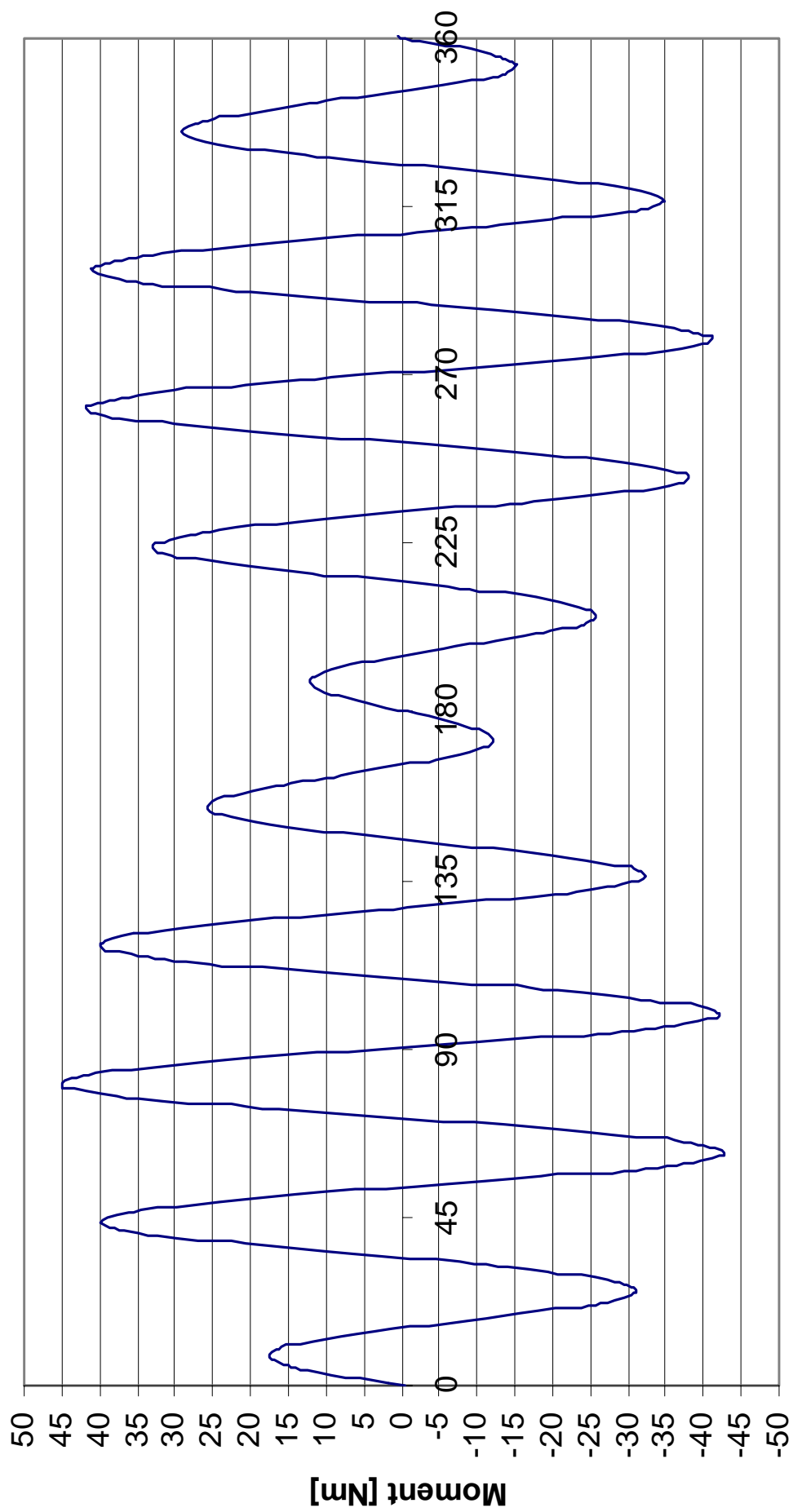
**D6** – Zdvih různých členů soustavy RT

**D7** – Tuhostní síla různých členů soustavy RT

**D8** – Tlumicí síla různých členů soustavy RT

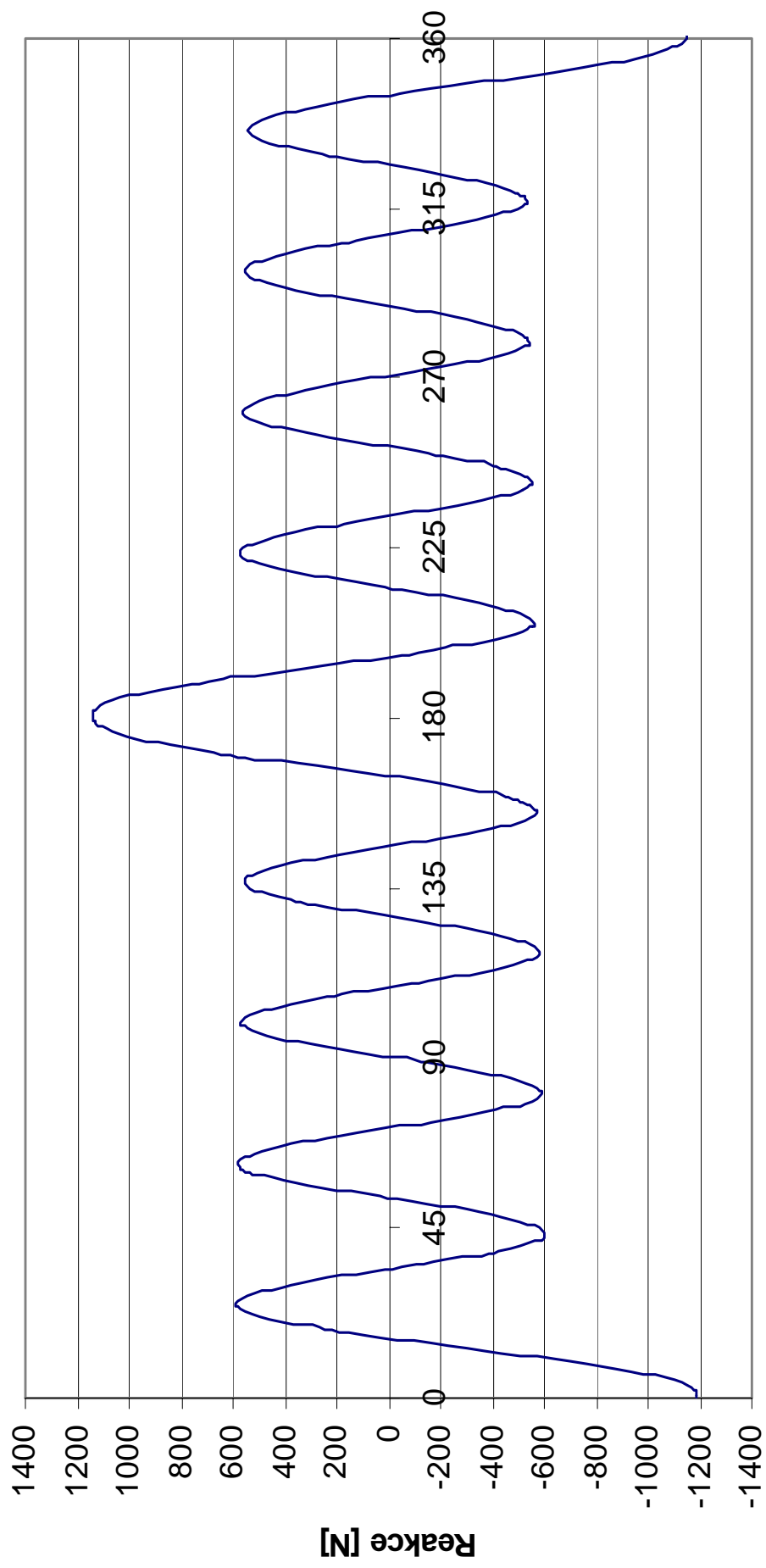
**D9** – Třecí síla různých členů soustavy RT

## Hnací moment



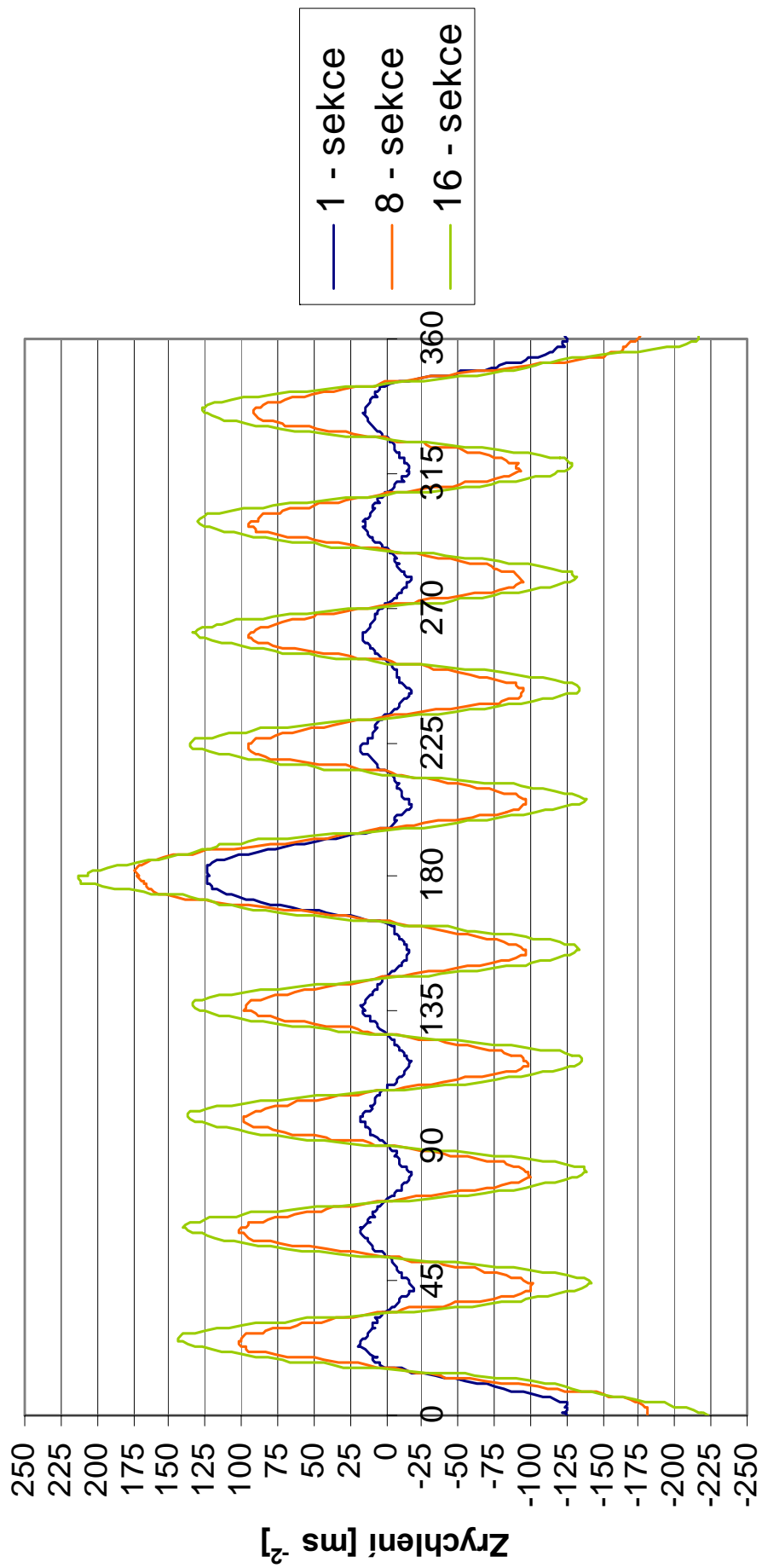
## Úhel natočení vačky [°]

## Reakce v místě uchycení rozváděcí tyče na běžci



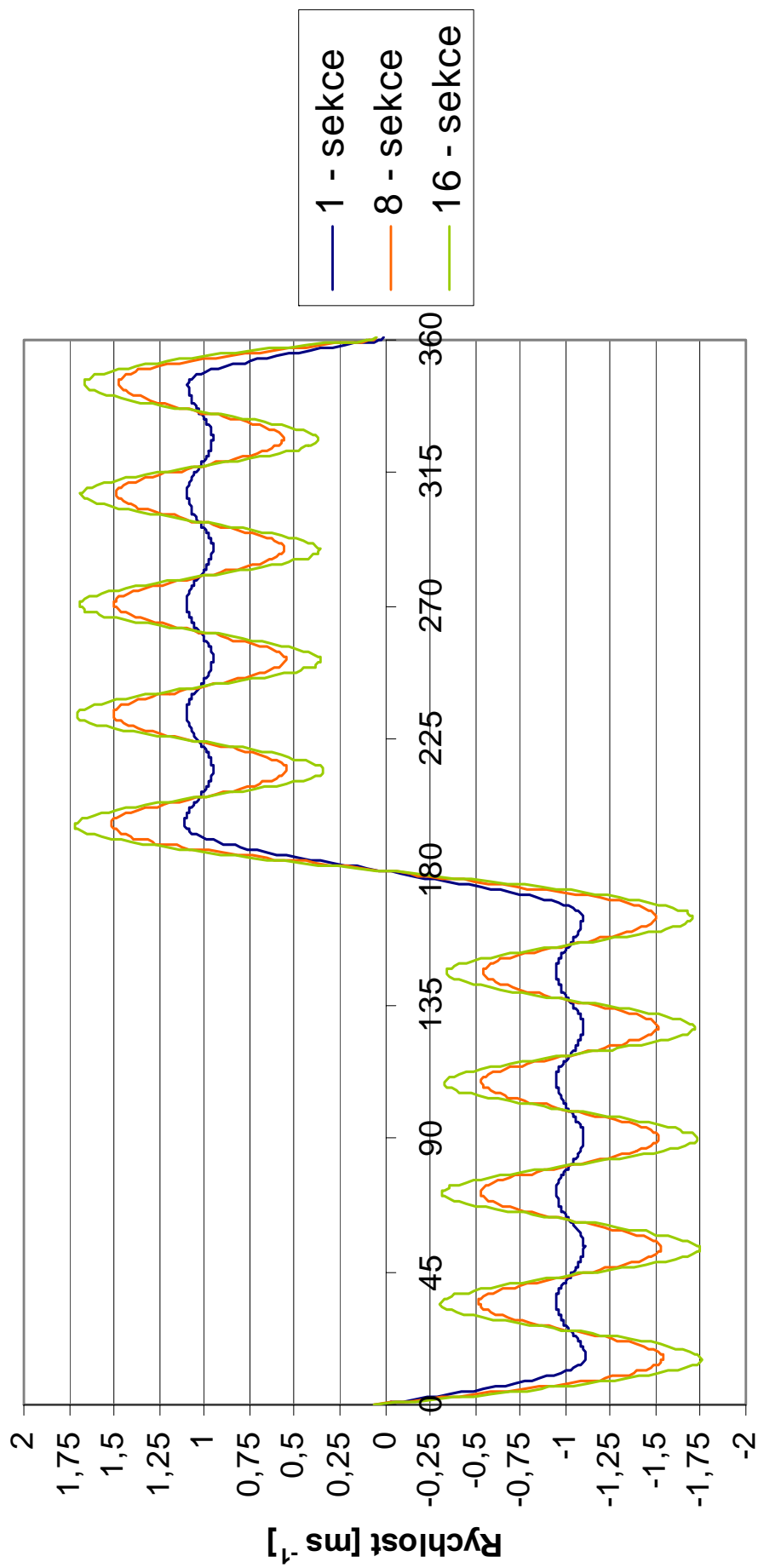
Úhel natočení vačky [°]

## Zrychlení na různých místech soustavy RT



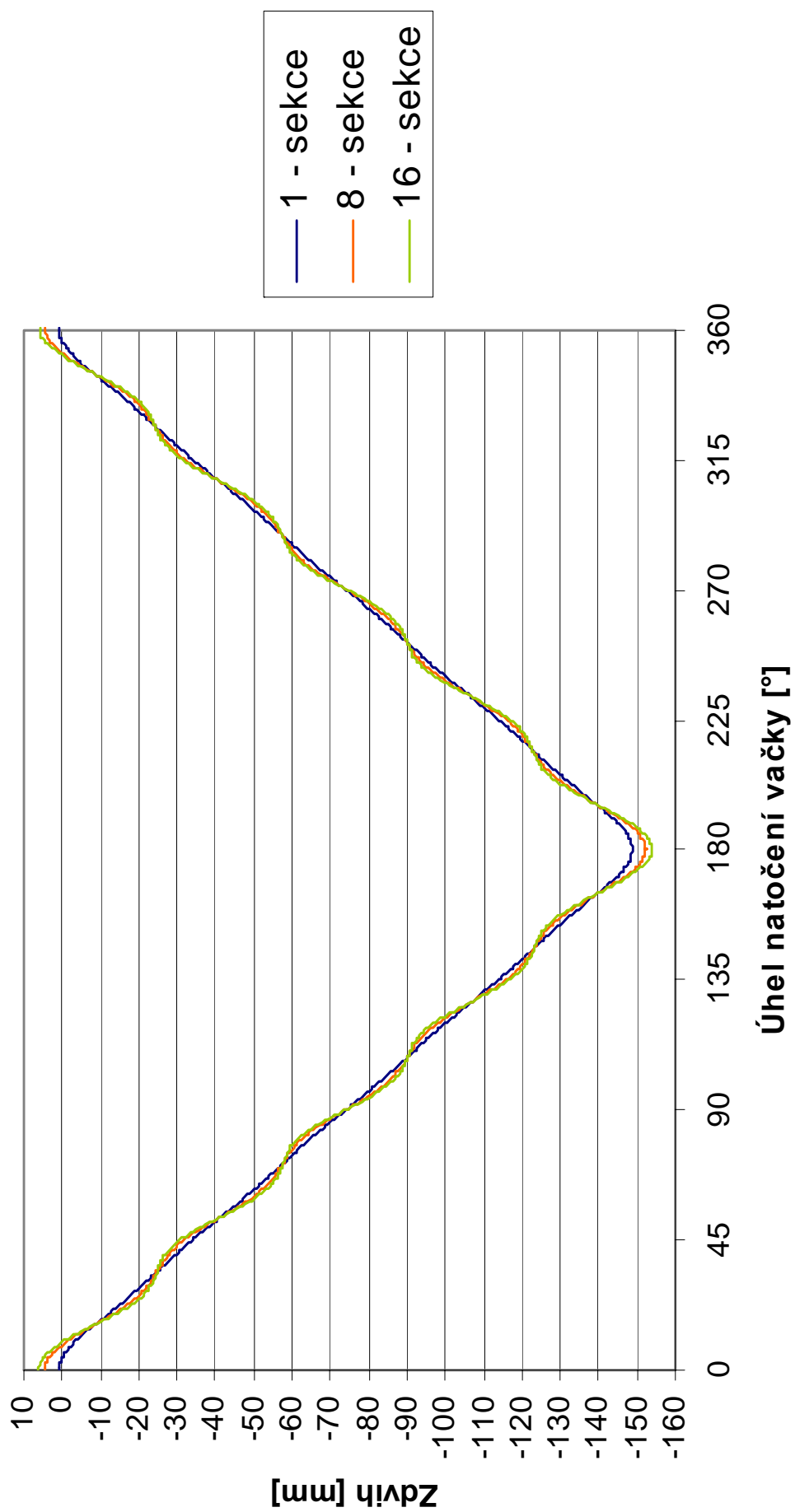
Úhel natočení vačky [°]

## Rychlost na různých místech soustavy RT



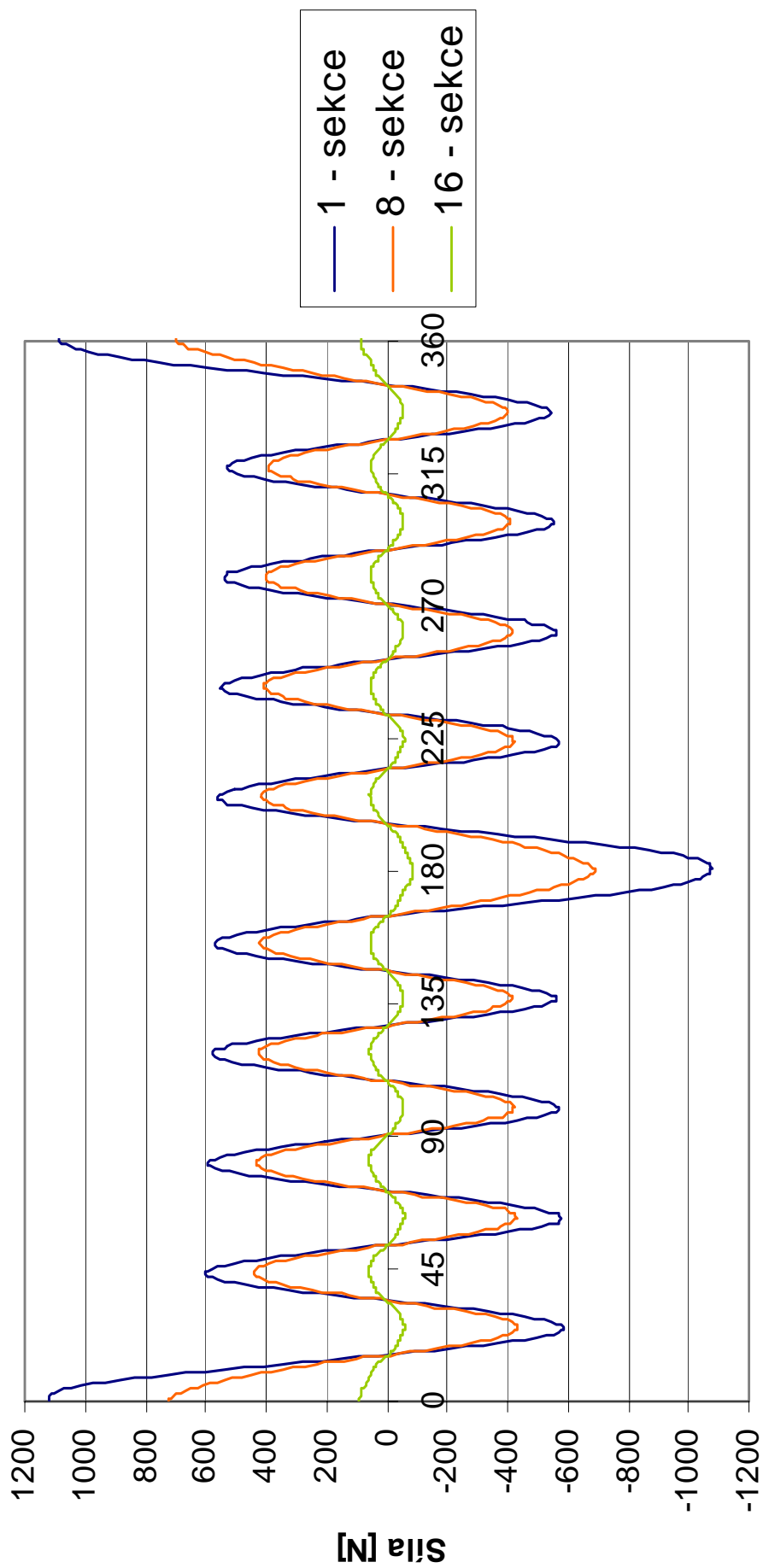
Úhel natočení vačky [°]

## Zdvih na různých místech soustavy RT

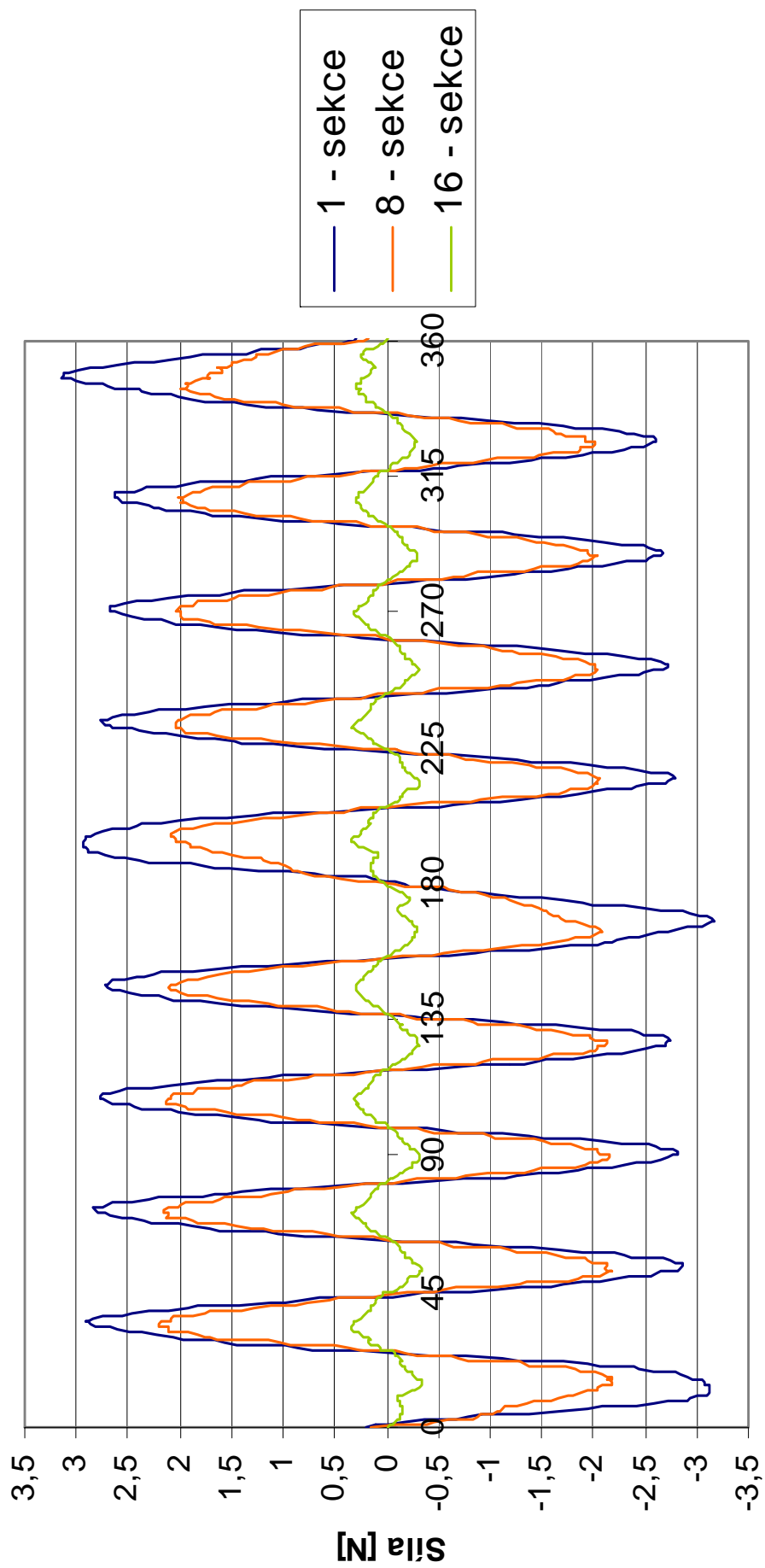




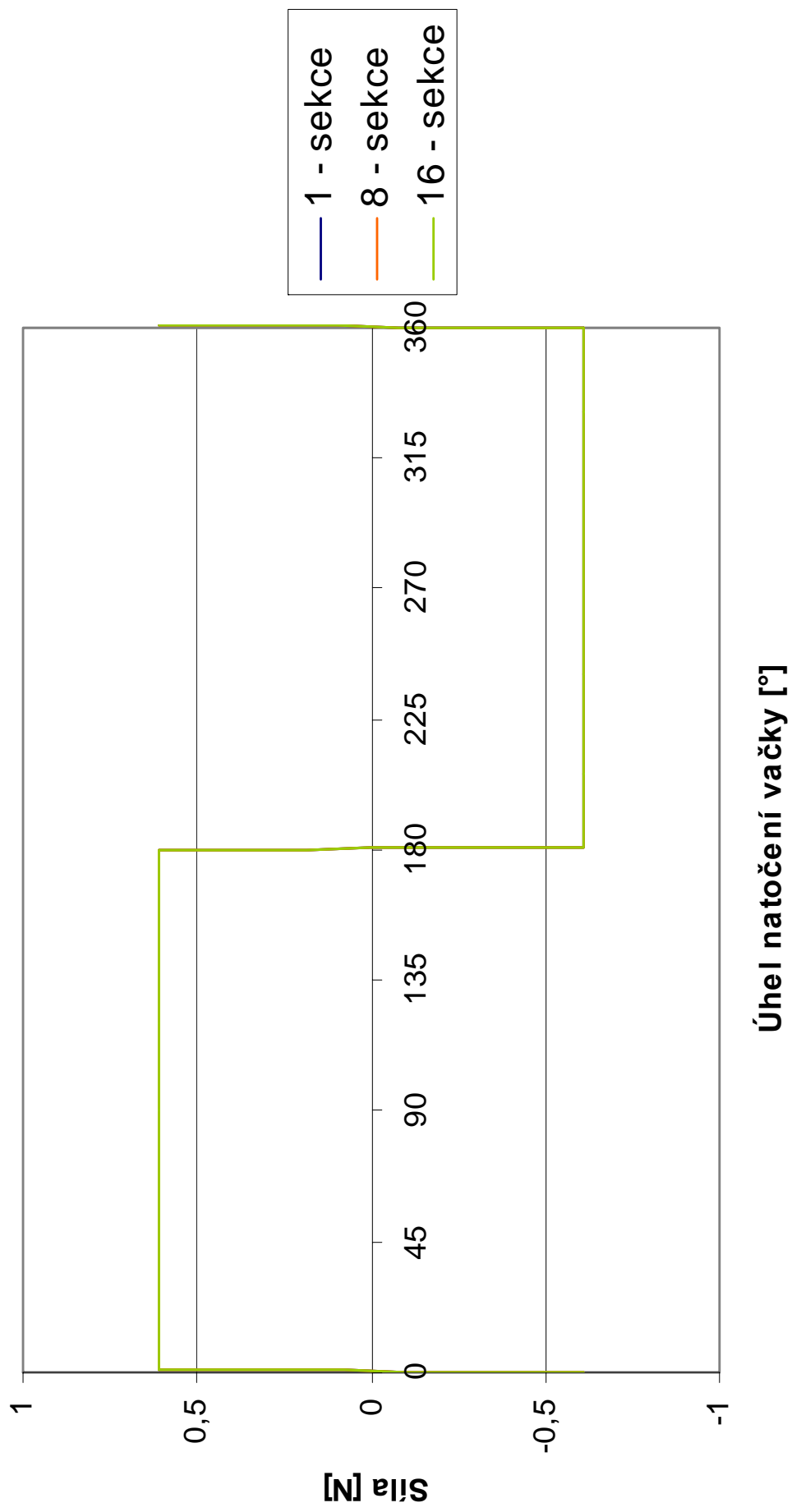
## Tuhostní síla na různých místech soustavy RT



## Tlumící síla na různých místech soustavy RT



## Třecí síla na různých místech soustavy RT



## PŘÍLOHA E

(Absorbce sil v koncových polohách na běžci)

**E2** – Optimalizace momentu na klice

**E3** – Moment na klice (LF = 1000 N)

**E4** – Reakce v místě uchycení RT (LF = 1000 N)

**E5** – Zrychlení různých členů soustavy RT (LF = 1000 N)

**E6** – Rychlost různých členů soustavy RT (LF = 1000 N)

**E7** – Zdvih různých členů soustavy RT (LF = 1000 N)

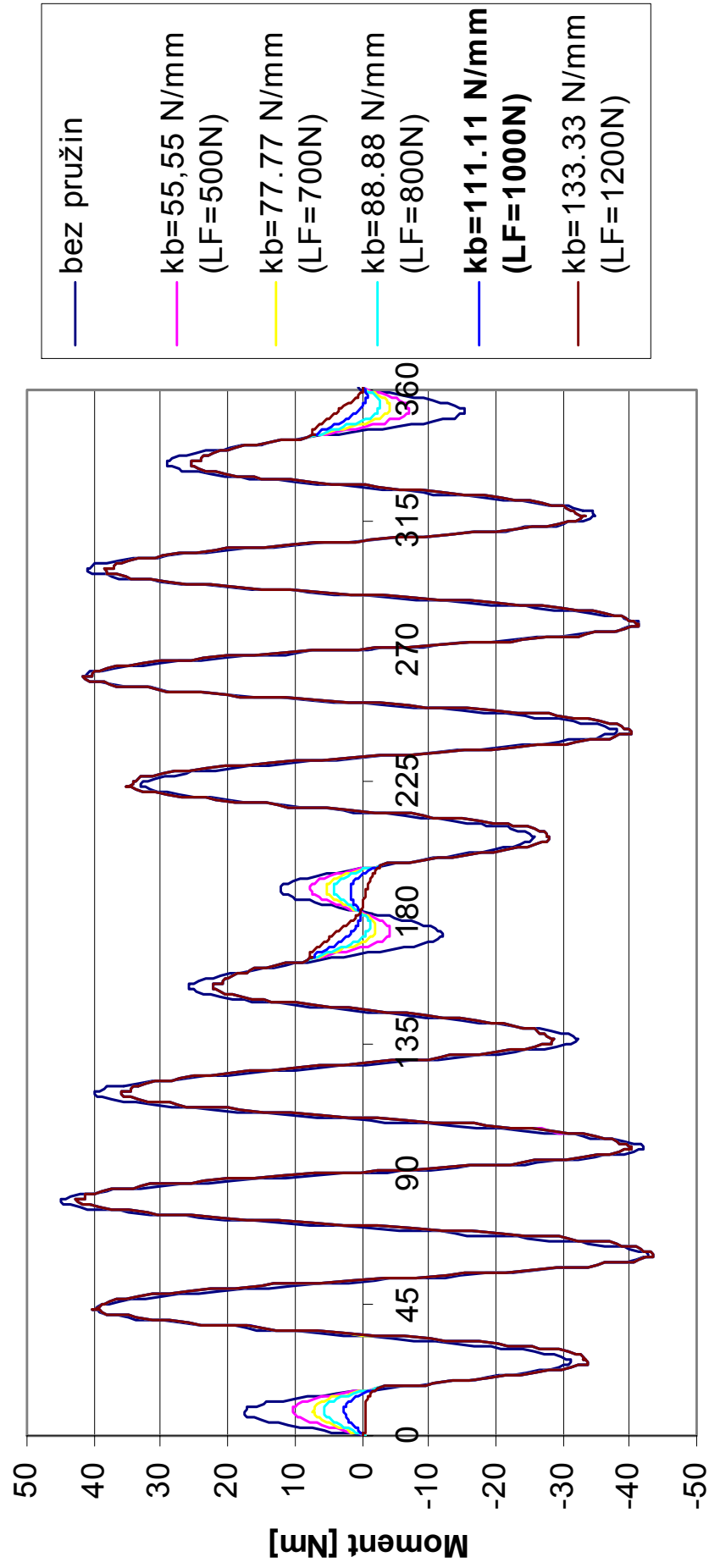
**E8** – Tuhostní síla různých členů soustavy RT (LF = 1000 N)

**E9** – Tlumící síla různých členů soustavy RT (LF = 1000 N)

**E10** – Síly pružin krajních poloh na běžci (LF = 1000 N)

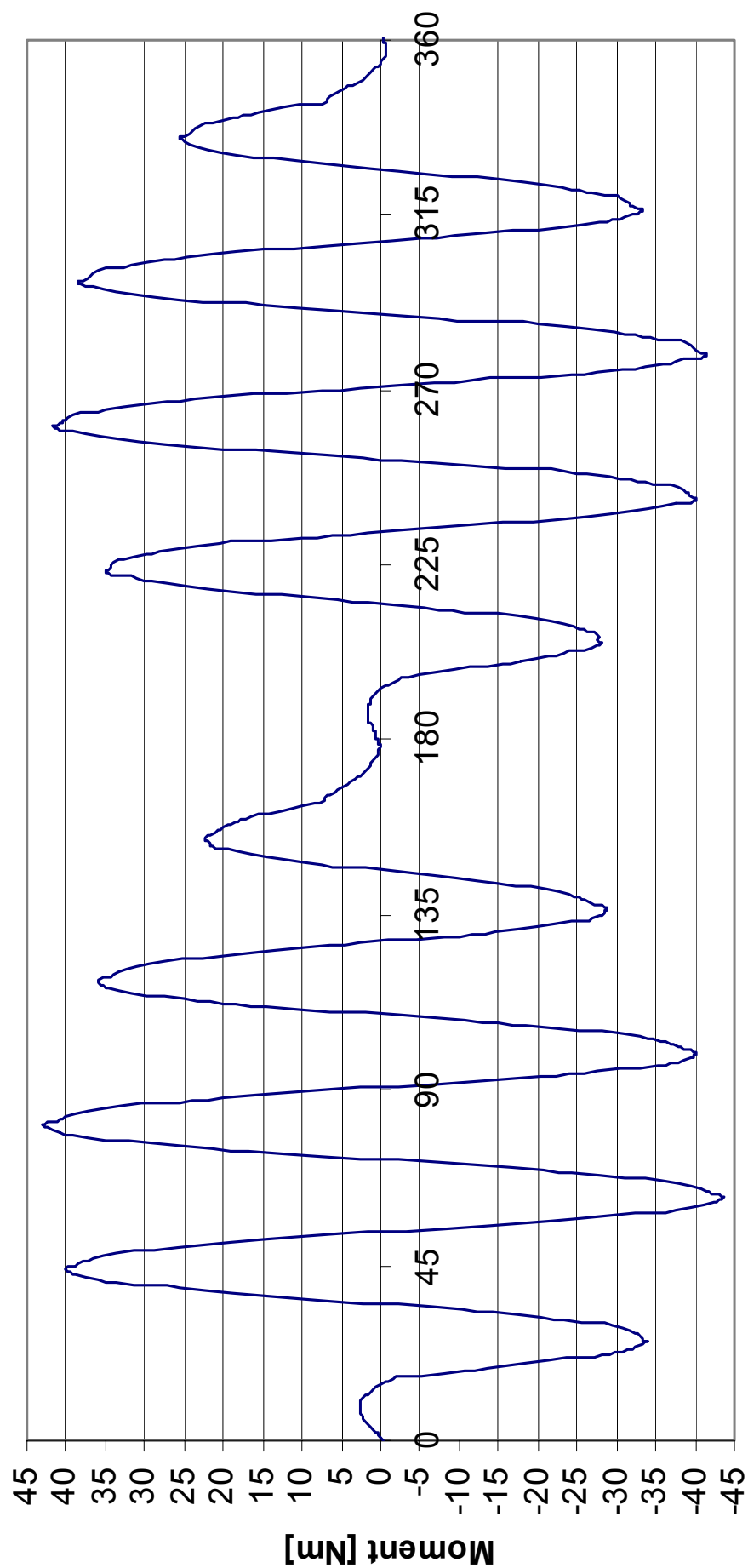
## Hnací moment

(pro různé tuhosti pružin,  $z_b = 9 \text{ mm}$ )



## Hnací moment

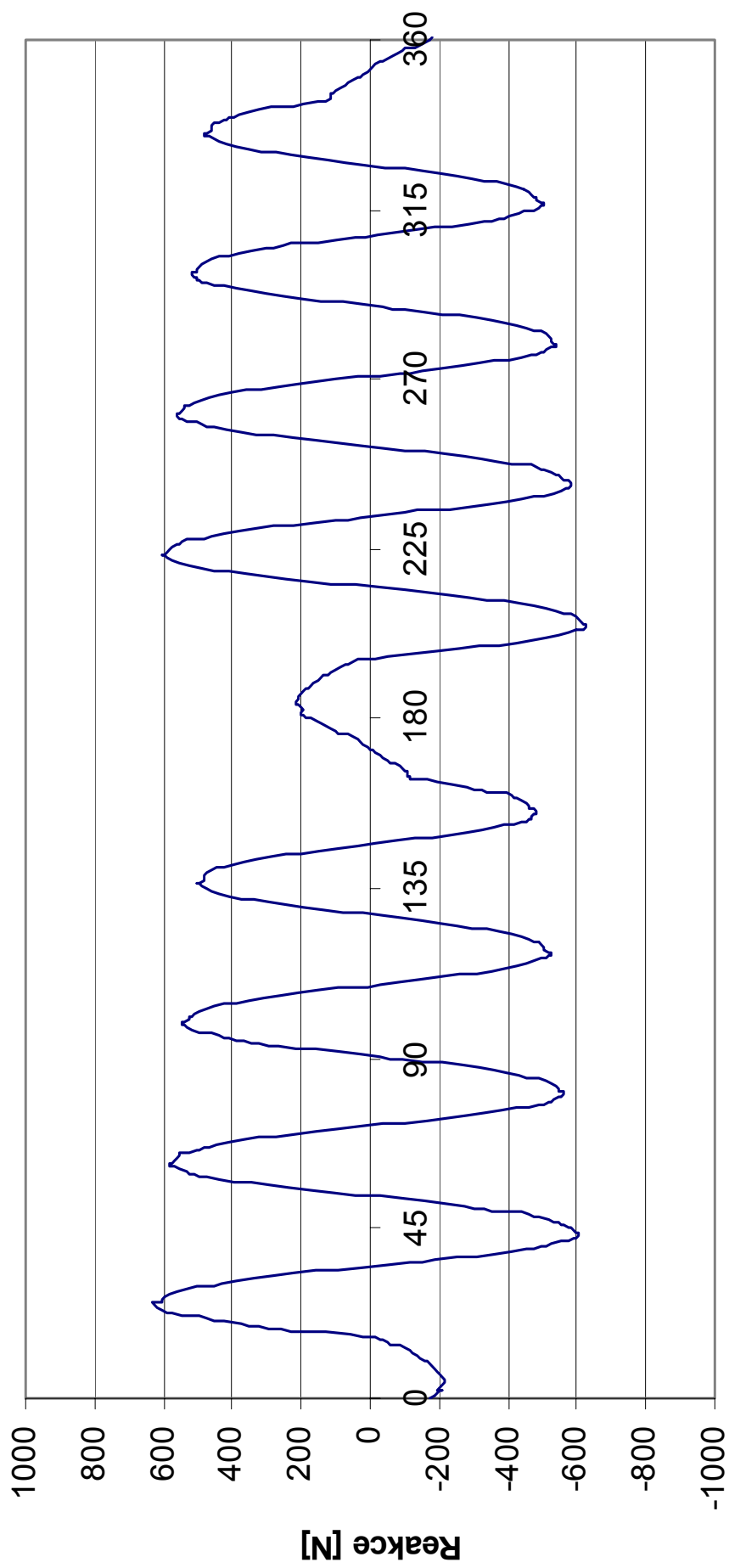
(absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF = 1000 N)



Úhel natočení vačky [°]

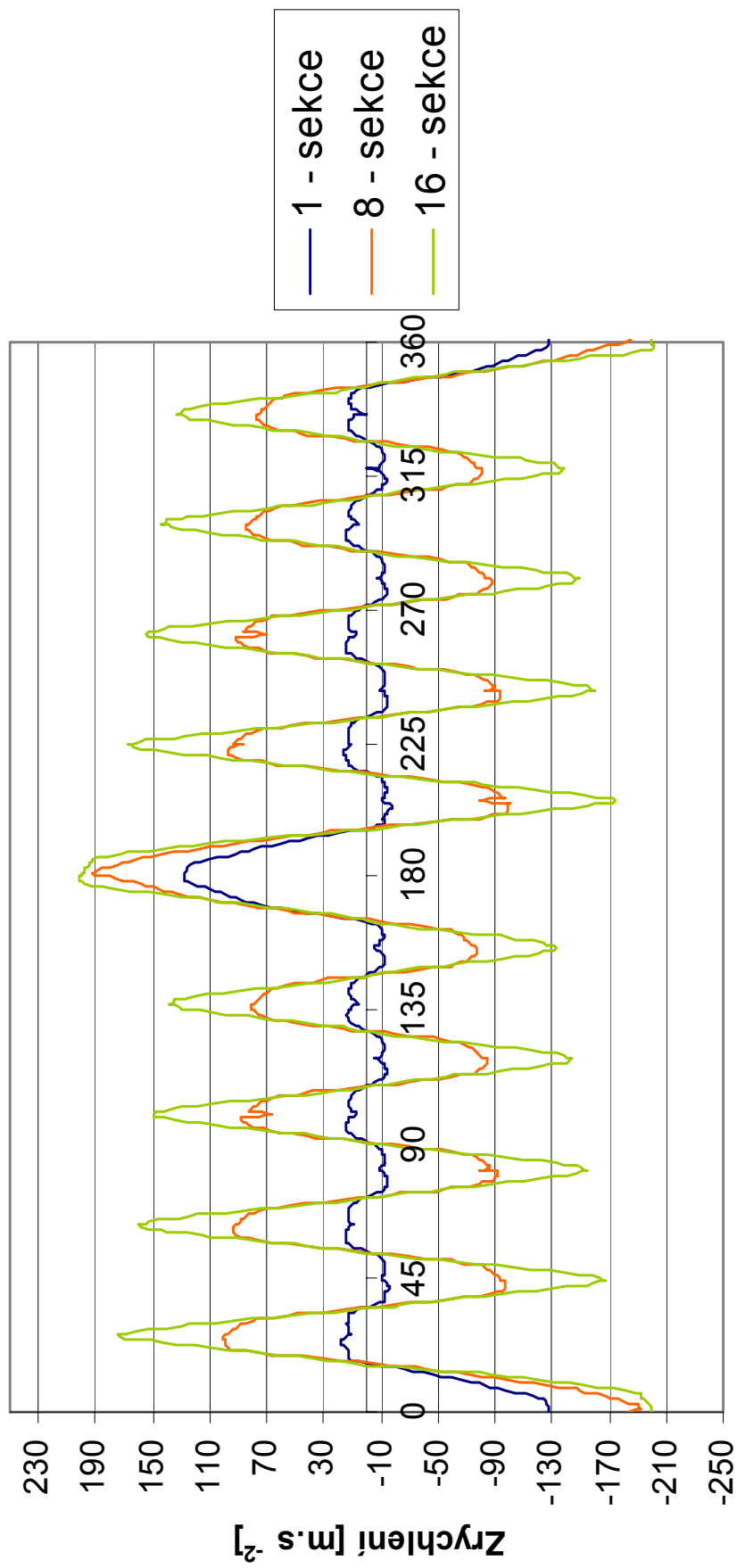
## Reakce v místě uchycení RT

(absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



Úhel natočení vačky [°]

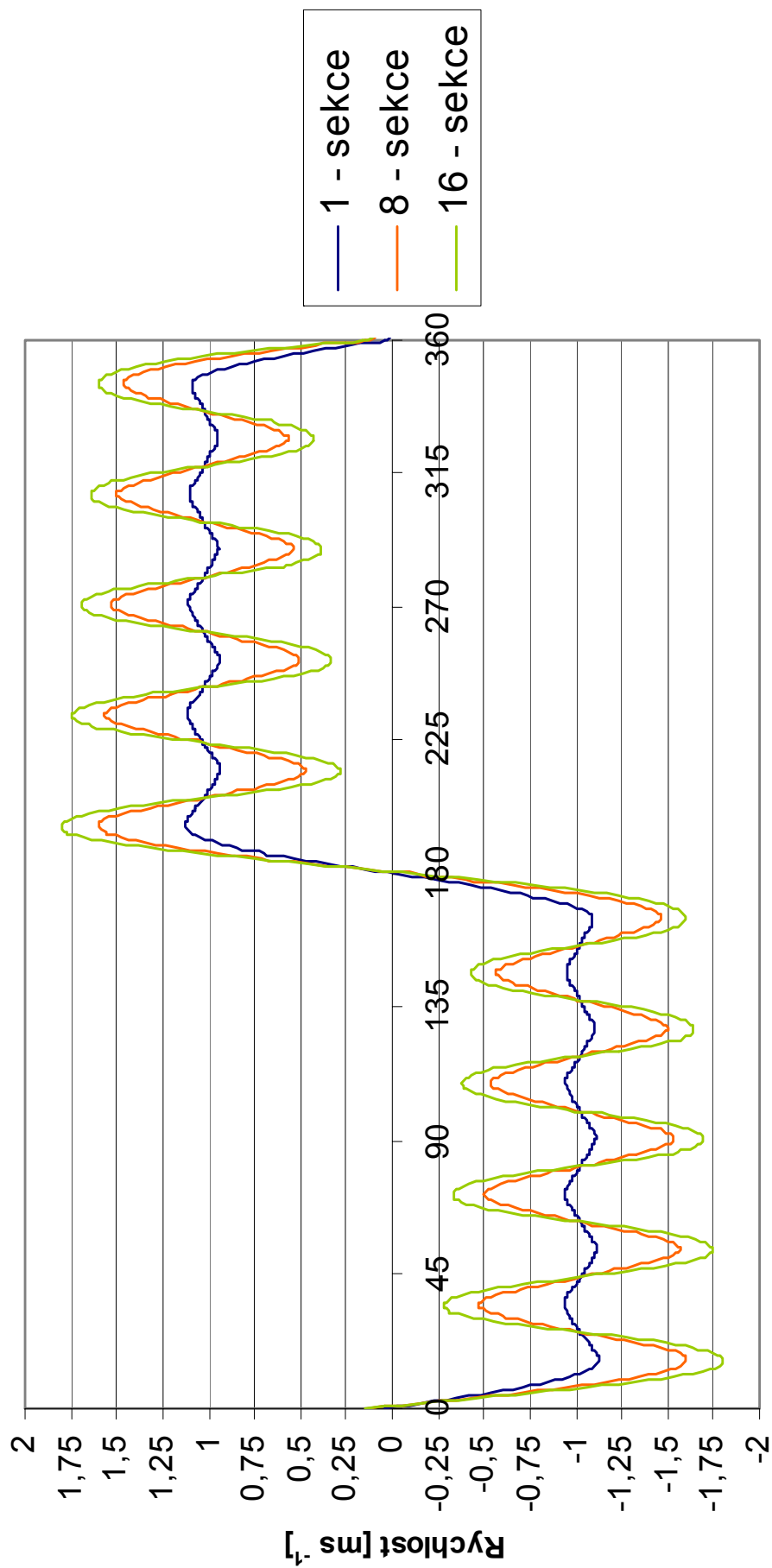
# **Zrychlení na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



Úhel natočení vačky [°]

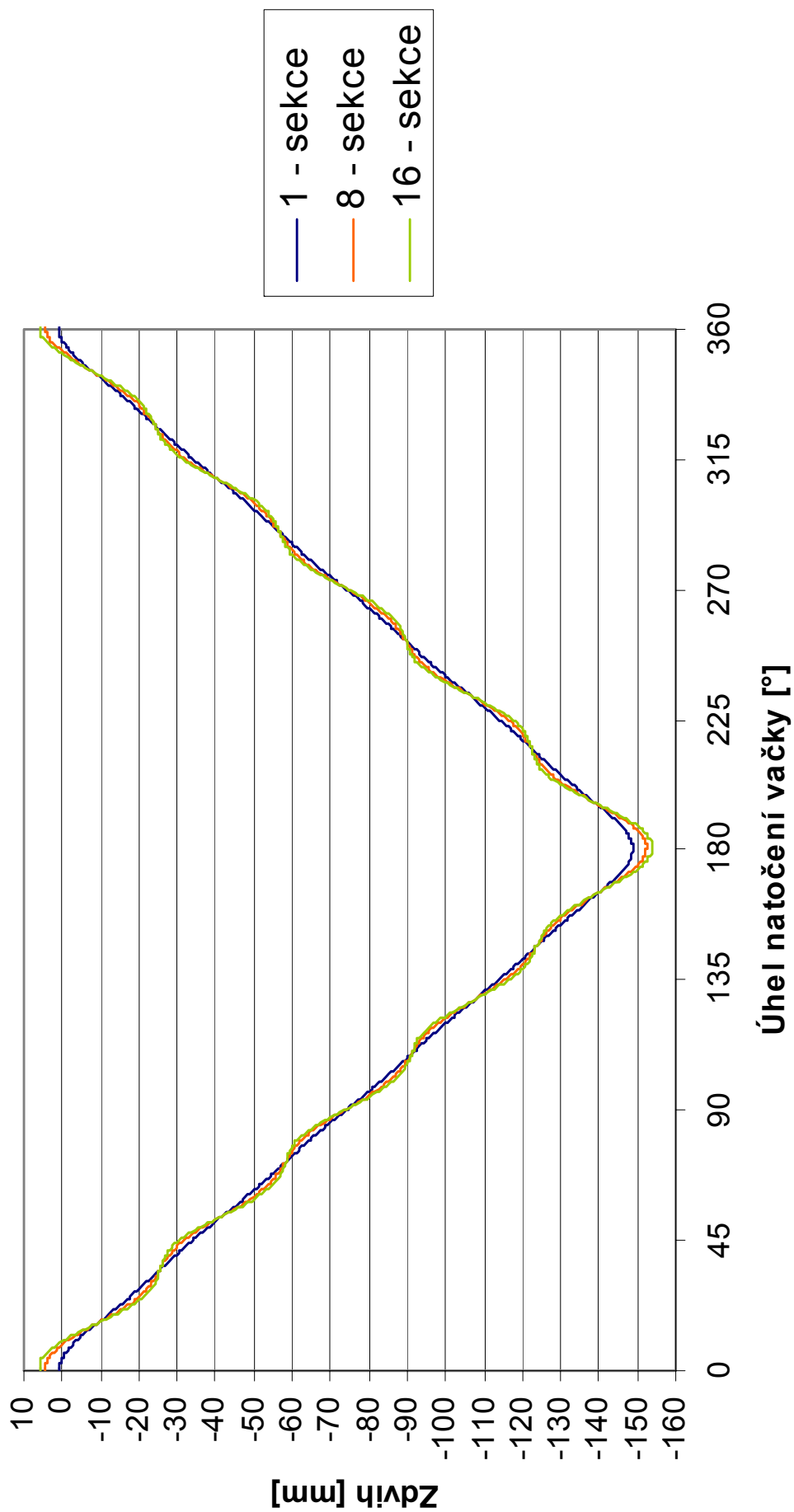


# **Rychlost na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)

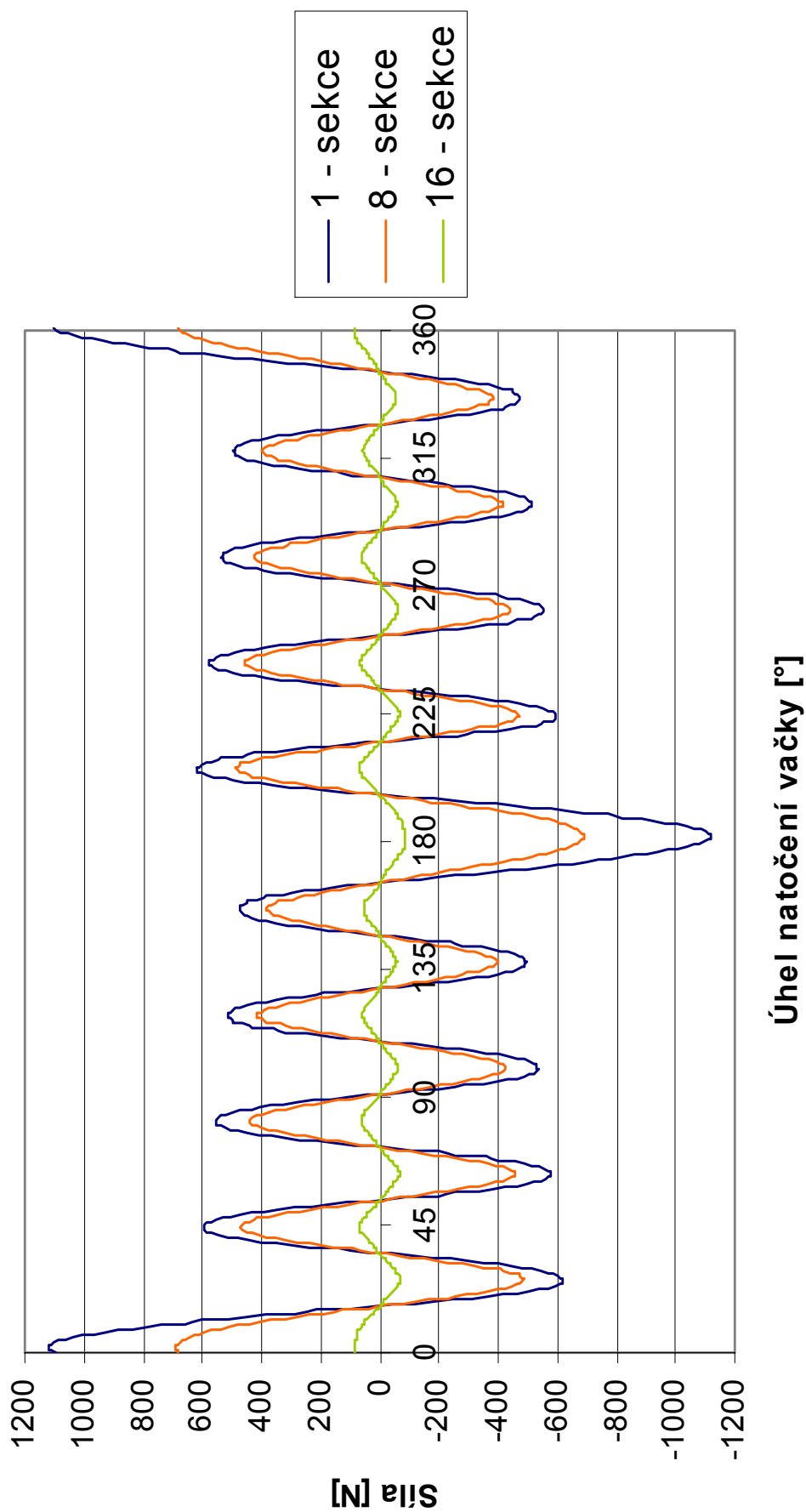


Úhel natočení vačky [°]

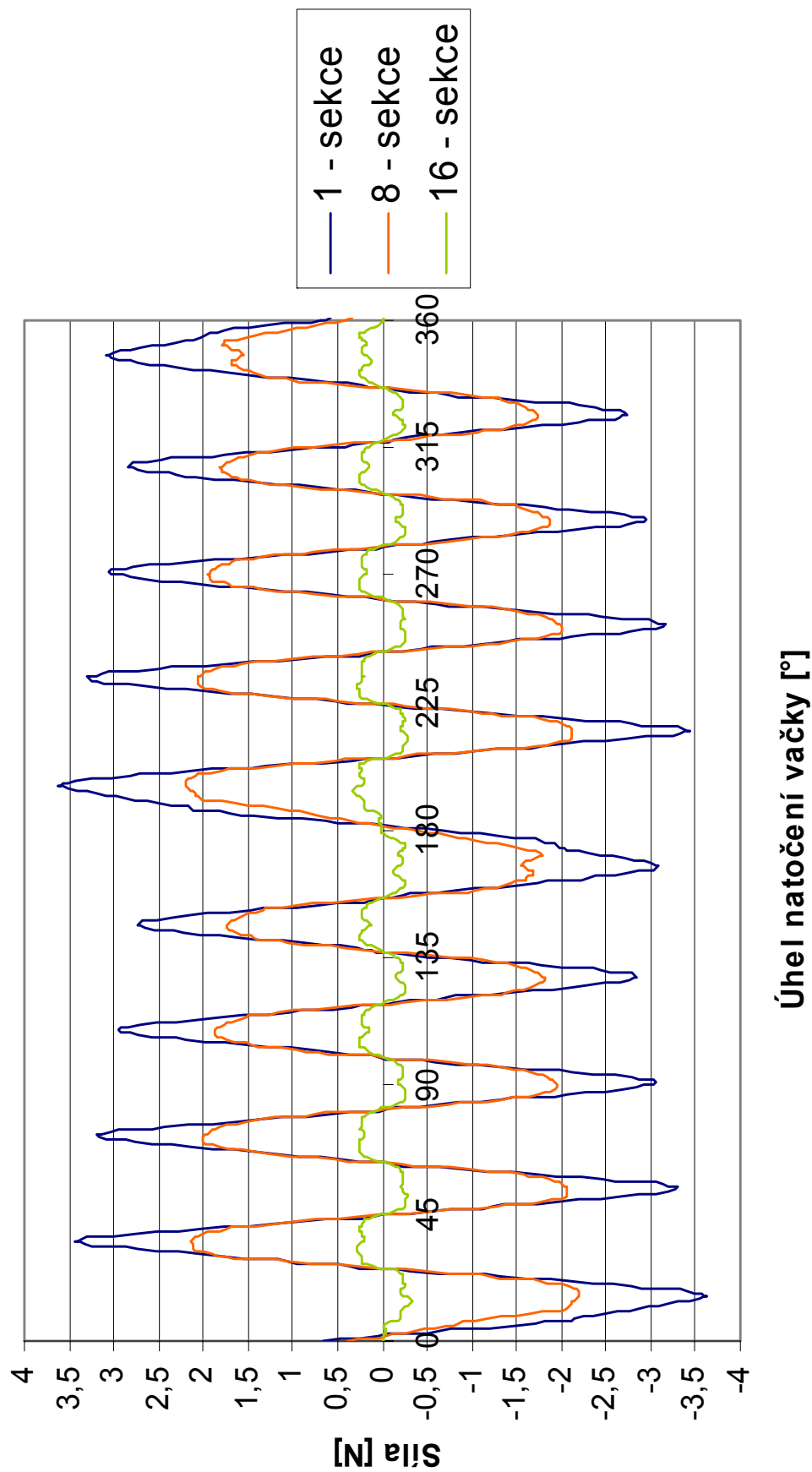
# **Zdvih na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



# **Tuhostní síla na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



# **Tlumící síla na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



# **Síly pružin krajních poloh pohybu** (absorbce sil v koncových polohách na běžci, LF=1000N)



## PŘÍLOHA F

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci stroje)

**F2** – Optimalizace momentu na klice

**F3** – Moment na klice  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F4** – Reakce v místě uchycení RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F5** – Zrychlení různých členů soustavy RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F6** – Rychlost různých členů soustavy RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F7** – Zdvih různých členů soustavy RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

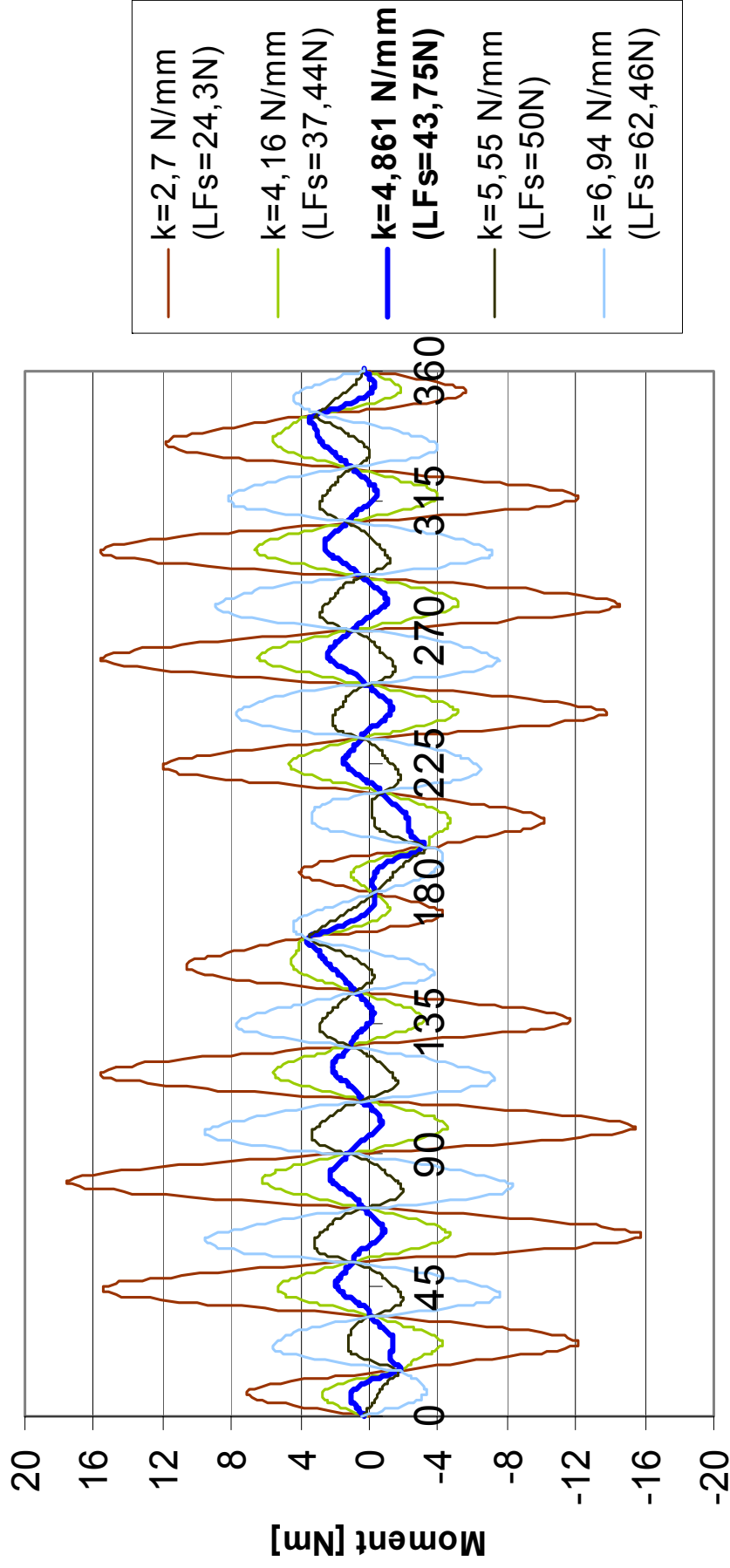
**F8** – Tuhostní síla různých členů soustavy RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F9** – Tlumicí síla různých členů soustavy RT  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

**F10** – Síly pružin krajních poloh na běžci  $(LF_s = 43,75 \text{ N})$

## Hnací moment

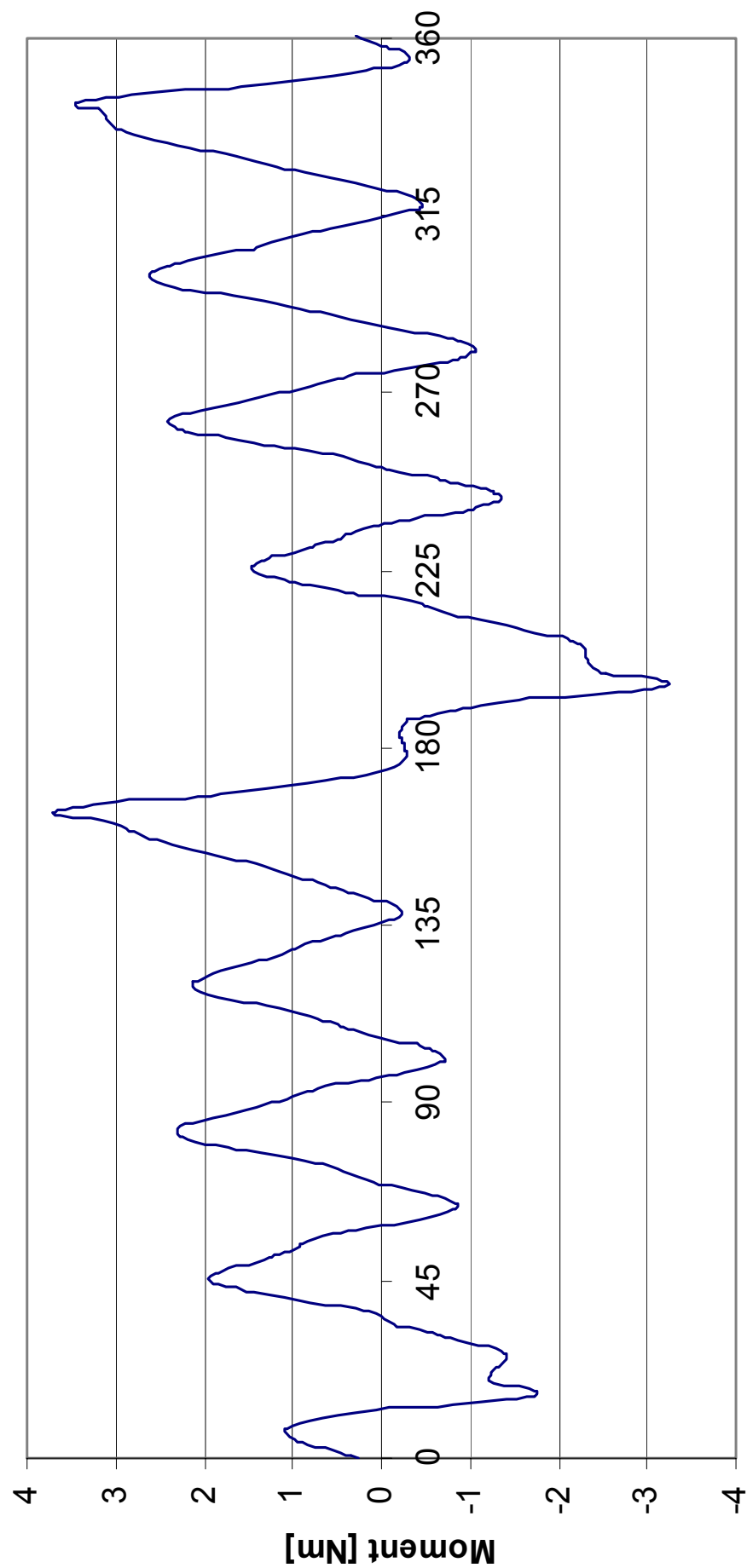
(porovnání hnacího momentu pro různé tuhosti pružin koncových  
poloh na každé sekci)



Úhel natočení vačky [°]

## Hnací moment

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s = 43,75\text{N}$ )

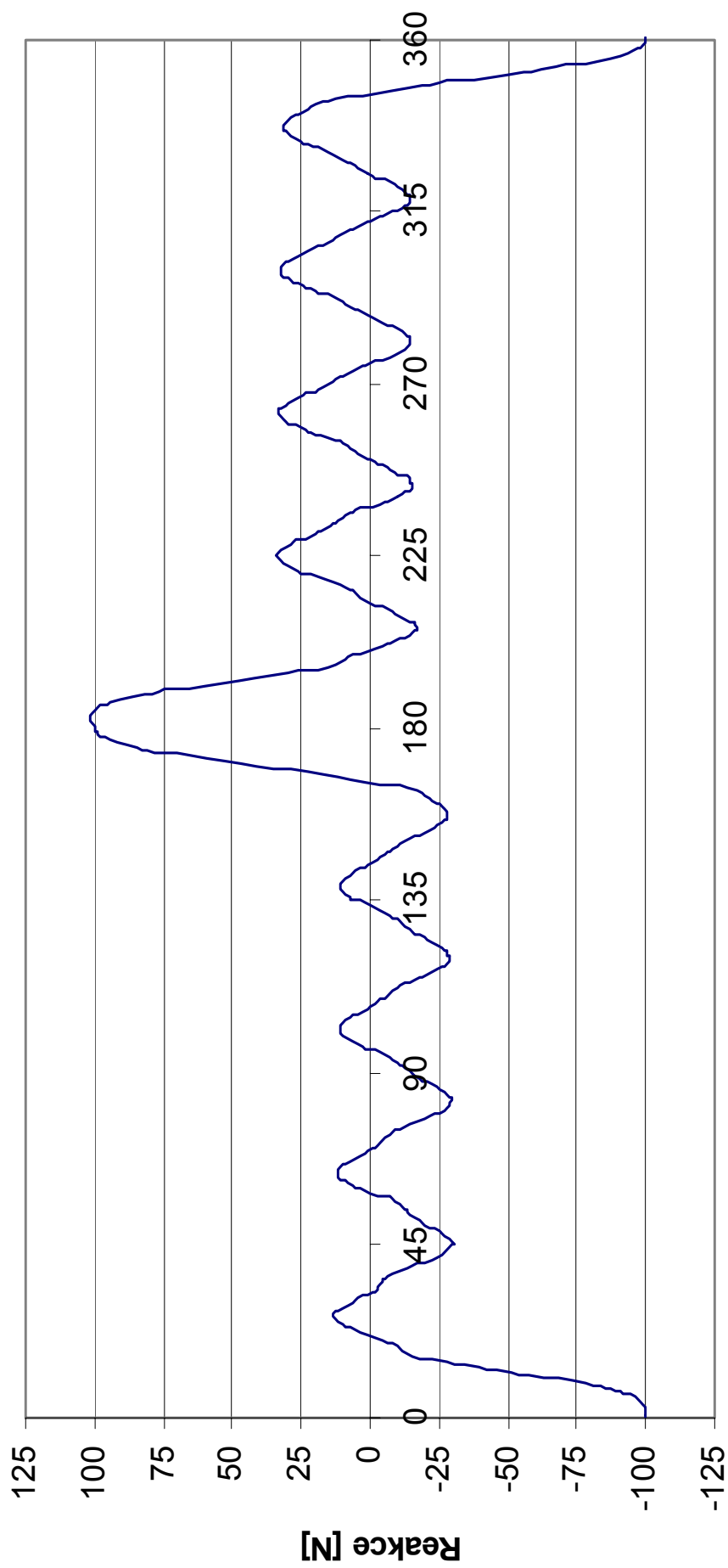


Úhel natočení vačky [°]



## Reakce v místě uchycení RT

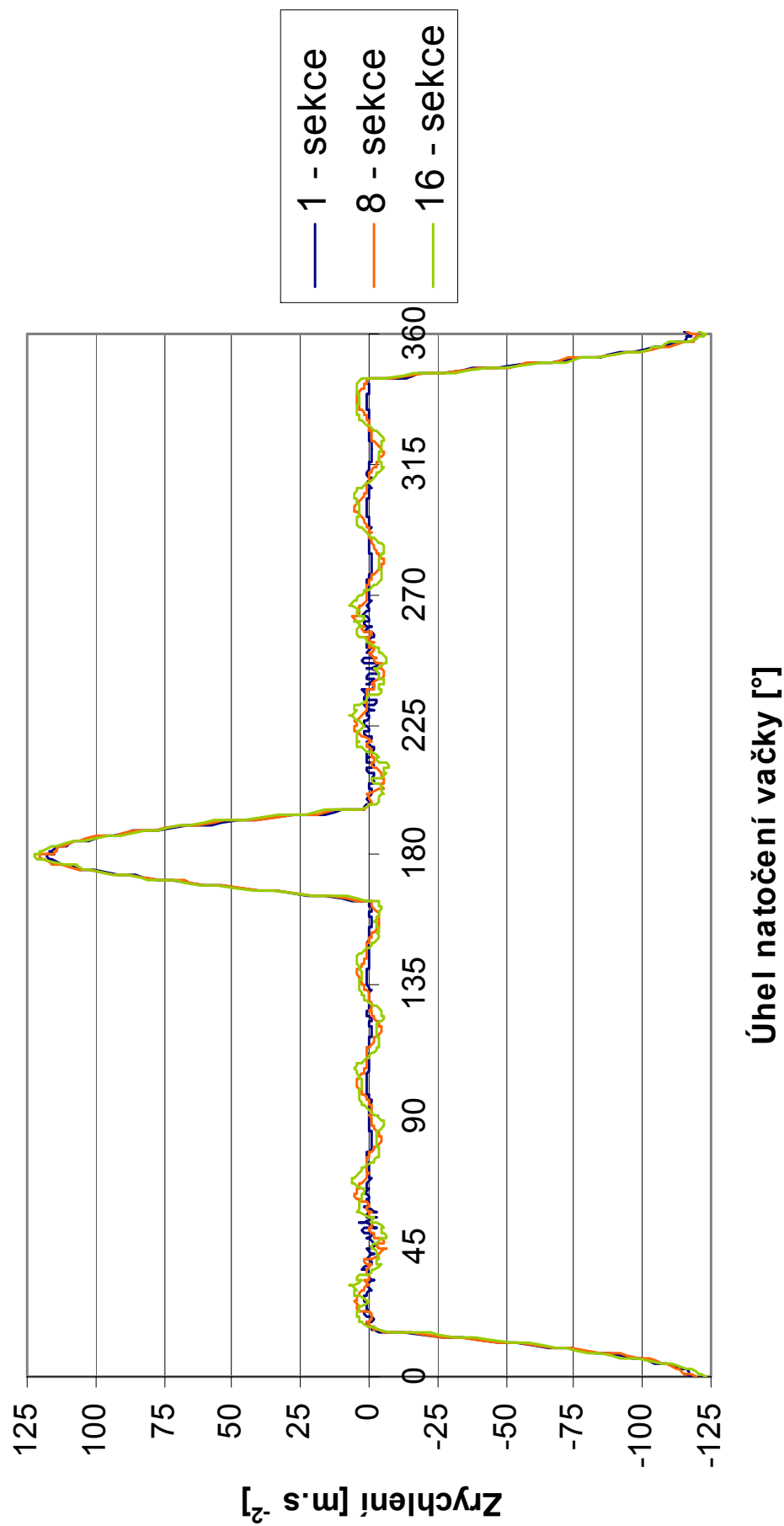
(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s=43,75N$ )



Úhel natočení vačky [°]

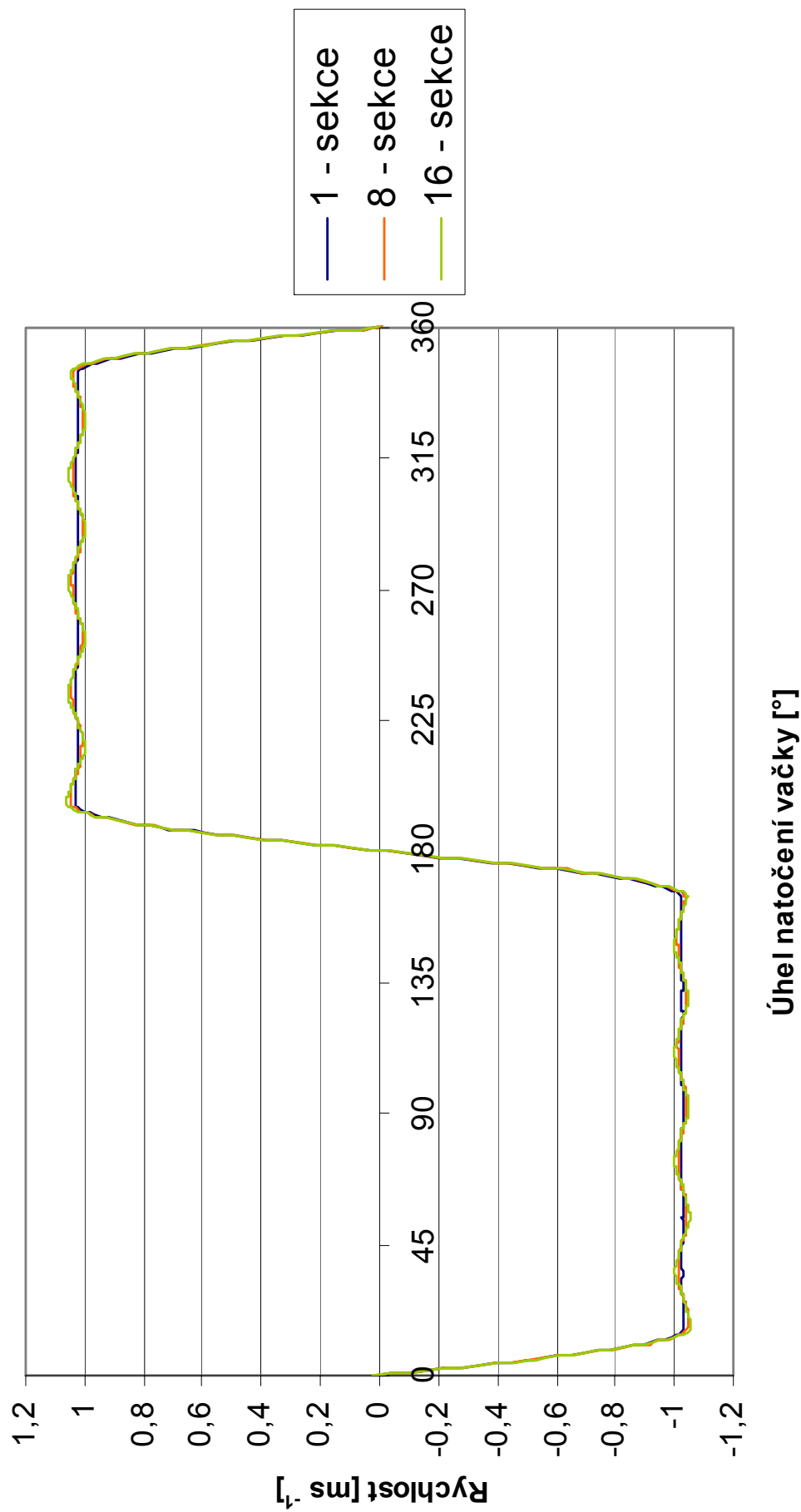
## Zrychlení na různých místech soustavy RT

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s = 43,75N$ )



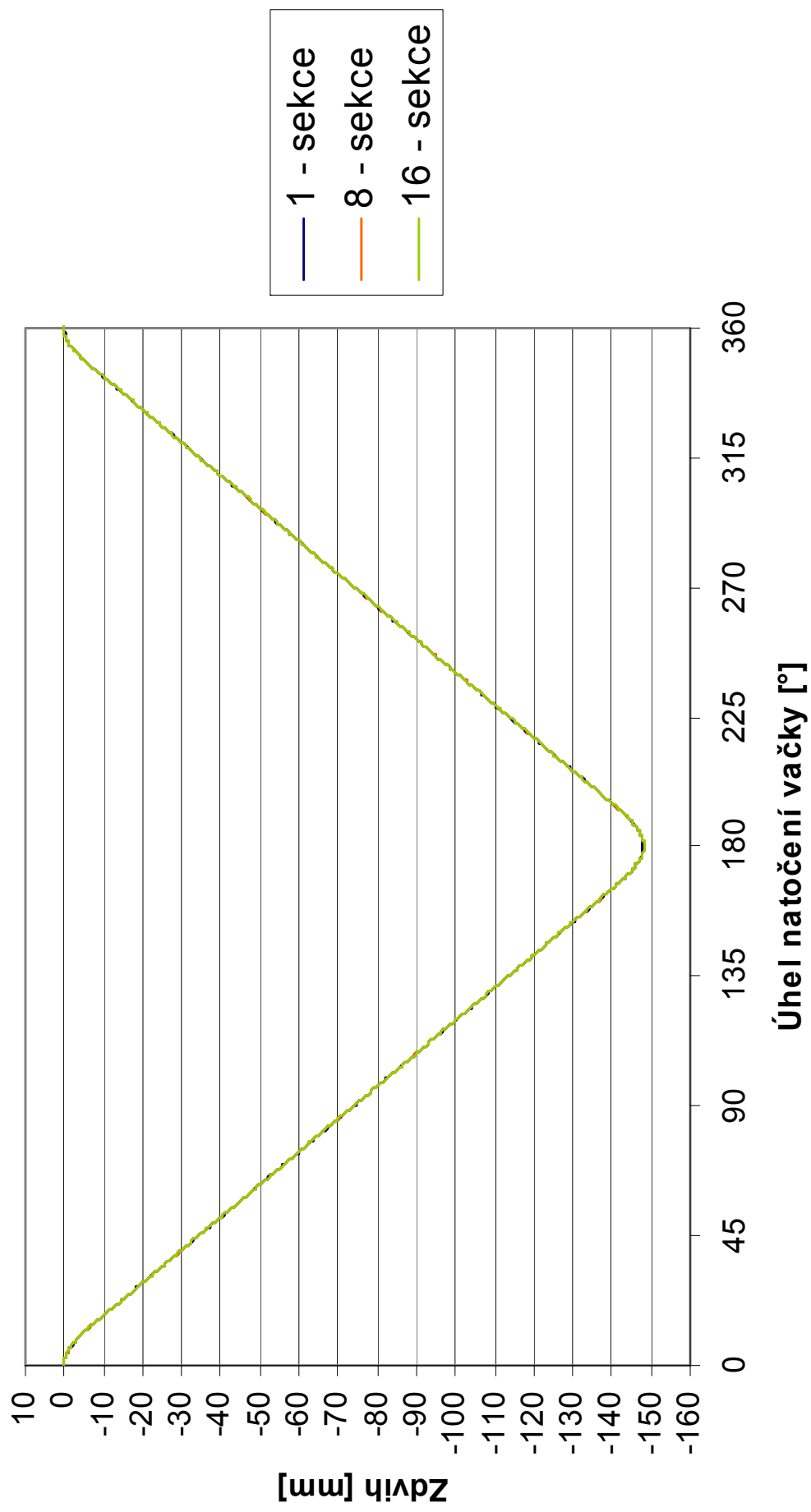
## Rychlost na různých místech soustavy RT

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s=43,75N$ )



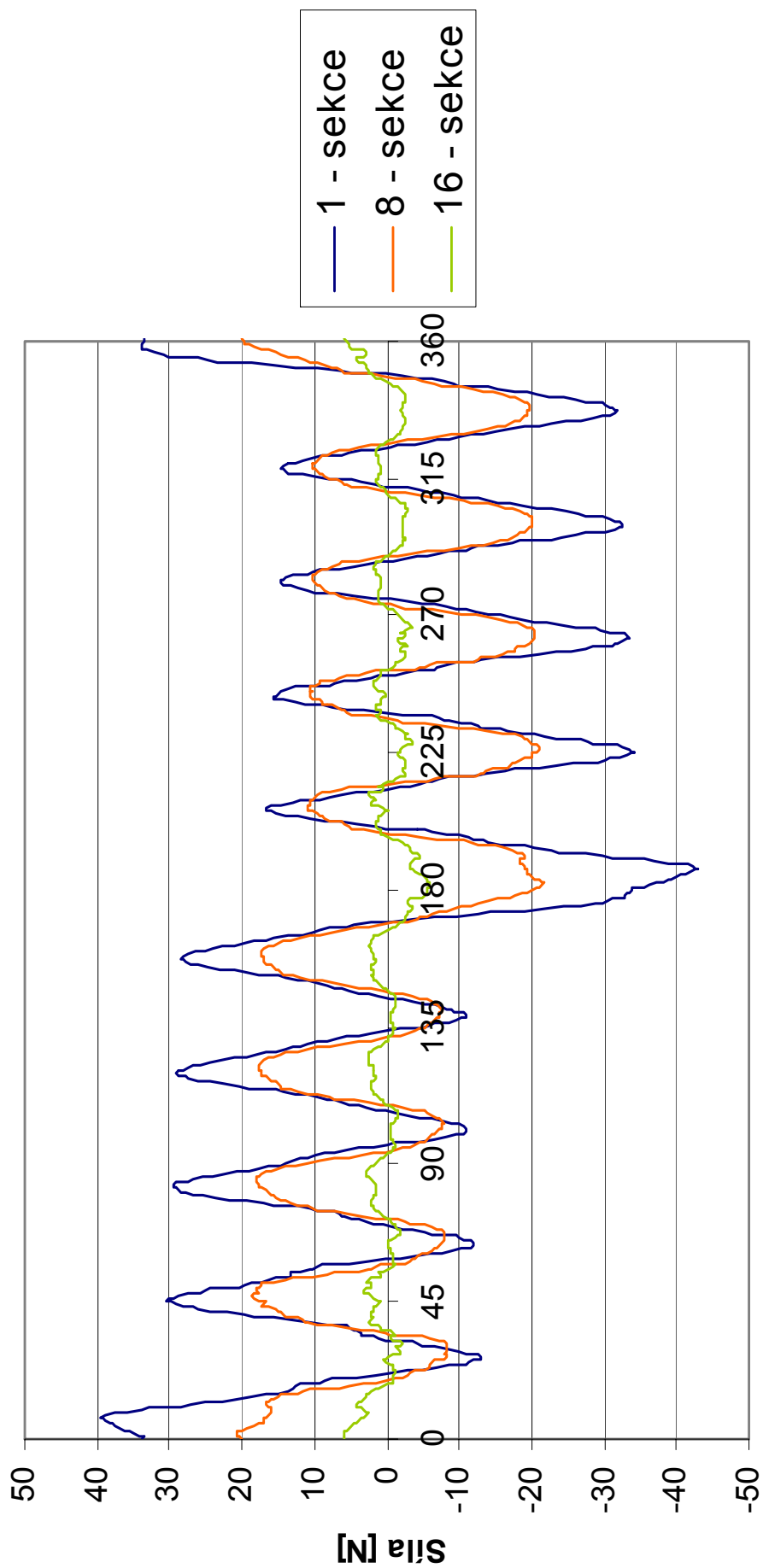
## Zdvih na různých místech soustavy RT

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s=43,75N$ )



## Tuhostní síla na různých místech soustavy RT

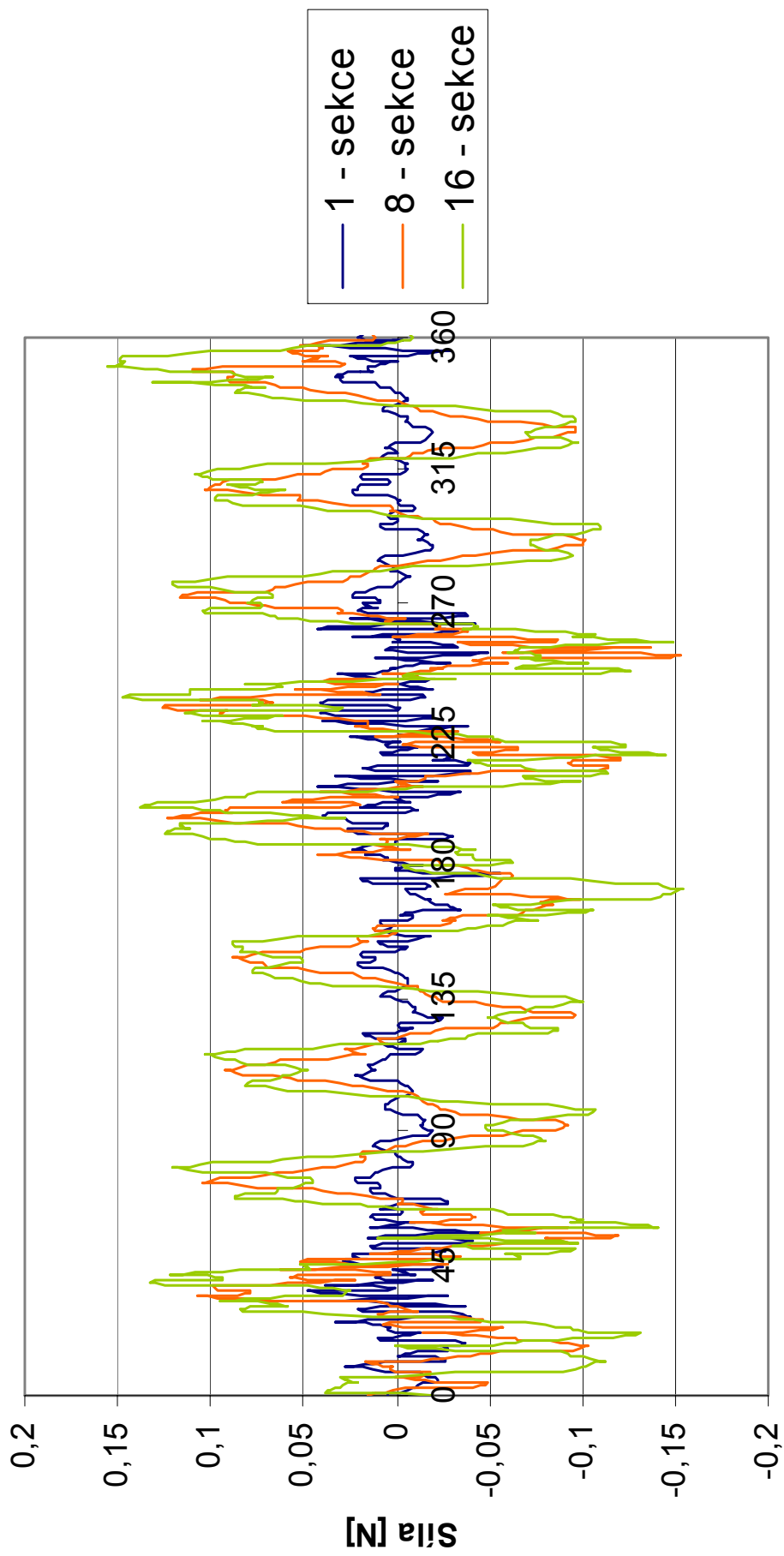
(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s = 43,75\text{N}$ )



Úhel natočení vačky [°]

## Tlumicí síla na různých místech soustavy RT

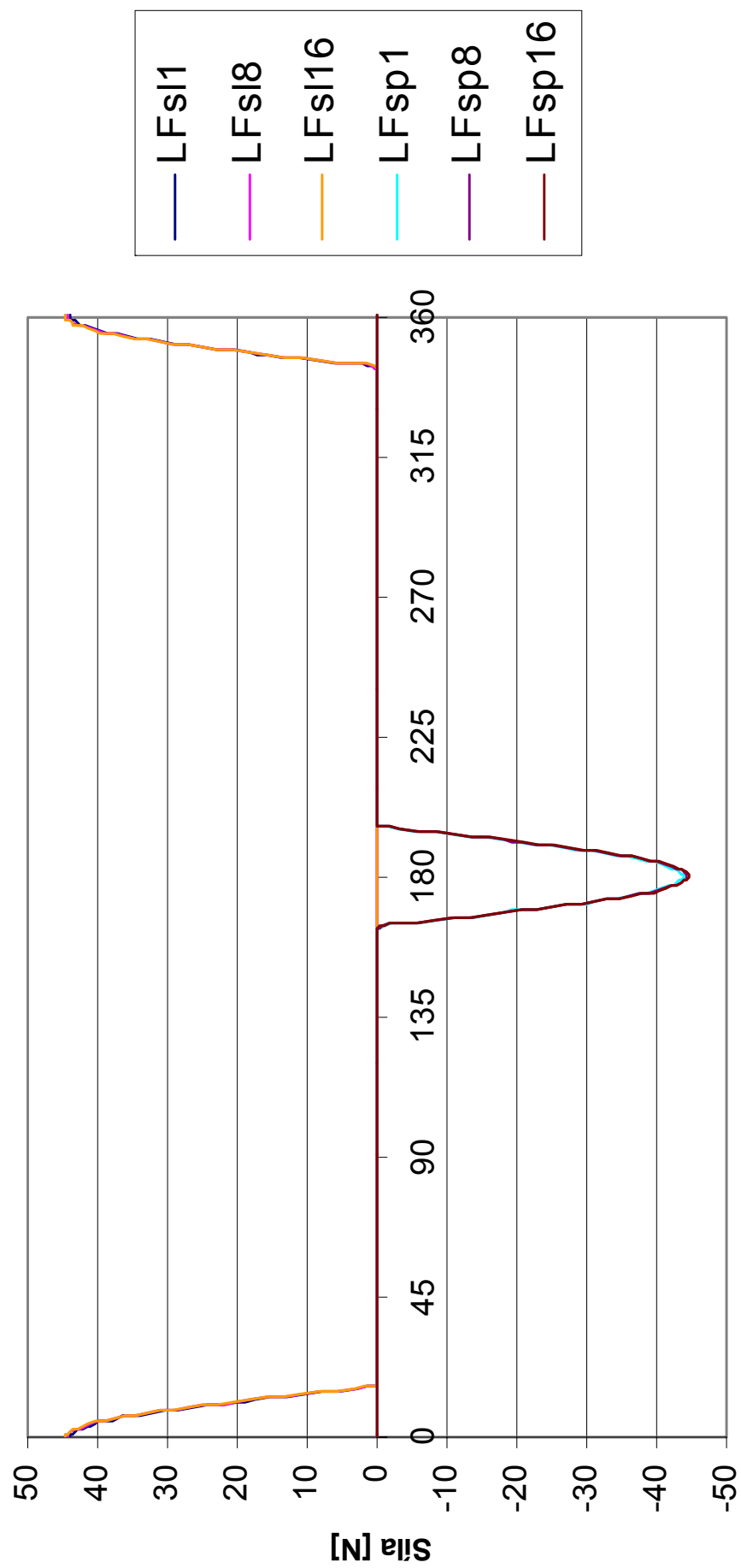
(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s=43,75N$ )



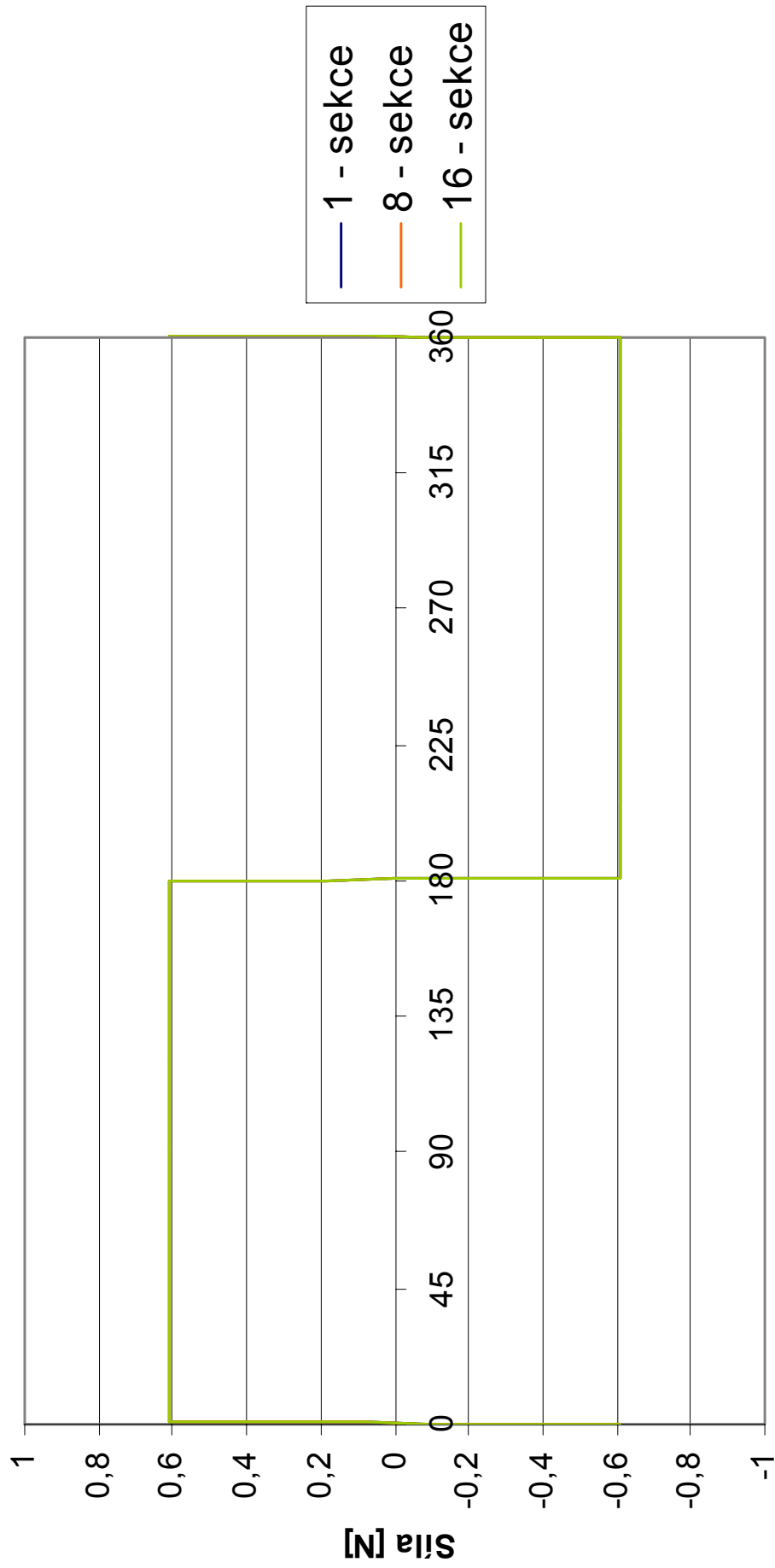
Úhel natočení vačky [°]

## Síly pružin krajních poloh pohybu

(absorbce sil v koncových polohách na každé sekci,  $LF_s = 43,75N$ )



# **Třecí síla na různých místech soustavy RT** (absorbce sil v koncových polohách na každé sekci)



Úhel natočení vačky [°]



## **PŘÍLOHA G**

(porovnání výsledků z jednotlivých analýz)

**G2** – Moment na klíce

**G3** – Reakce v místě uchycení RT

**G4** – Zrychlení různých členů soustavy RT na 1. sekci

**G5** – Zrychlení různých členů soustavy RT na 8. sekci

**G6** - Zrychlení různých členů soustavy RT na 16. sekci

**G7** - Rychlost různých členů soustavy RT na 1.sekci

**G8** - Rychlost různých členů soustavy RT na 8.sekci

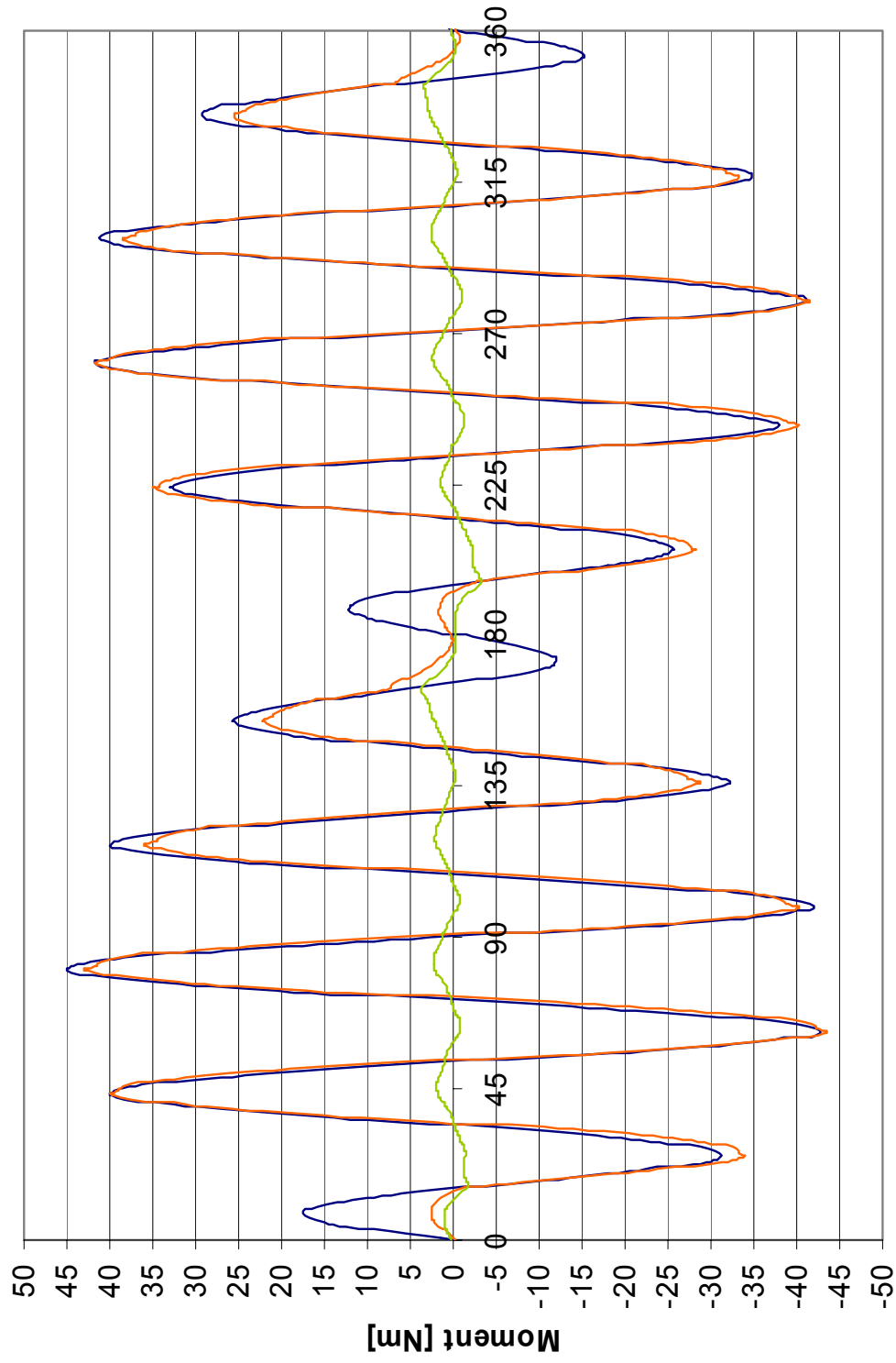
**G9** - Rychlost různých členů soustavy RT na 16.sekci

**G10** – Zdvih různých členů soustavy RT na 1. sekci

**G11** - Zdvih různých členů soustavy RT na 8. sekci

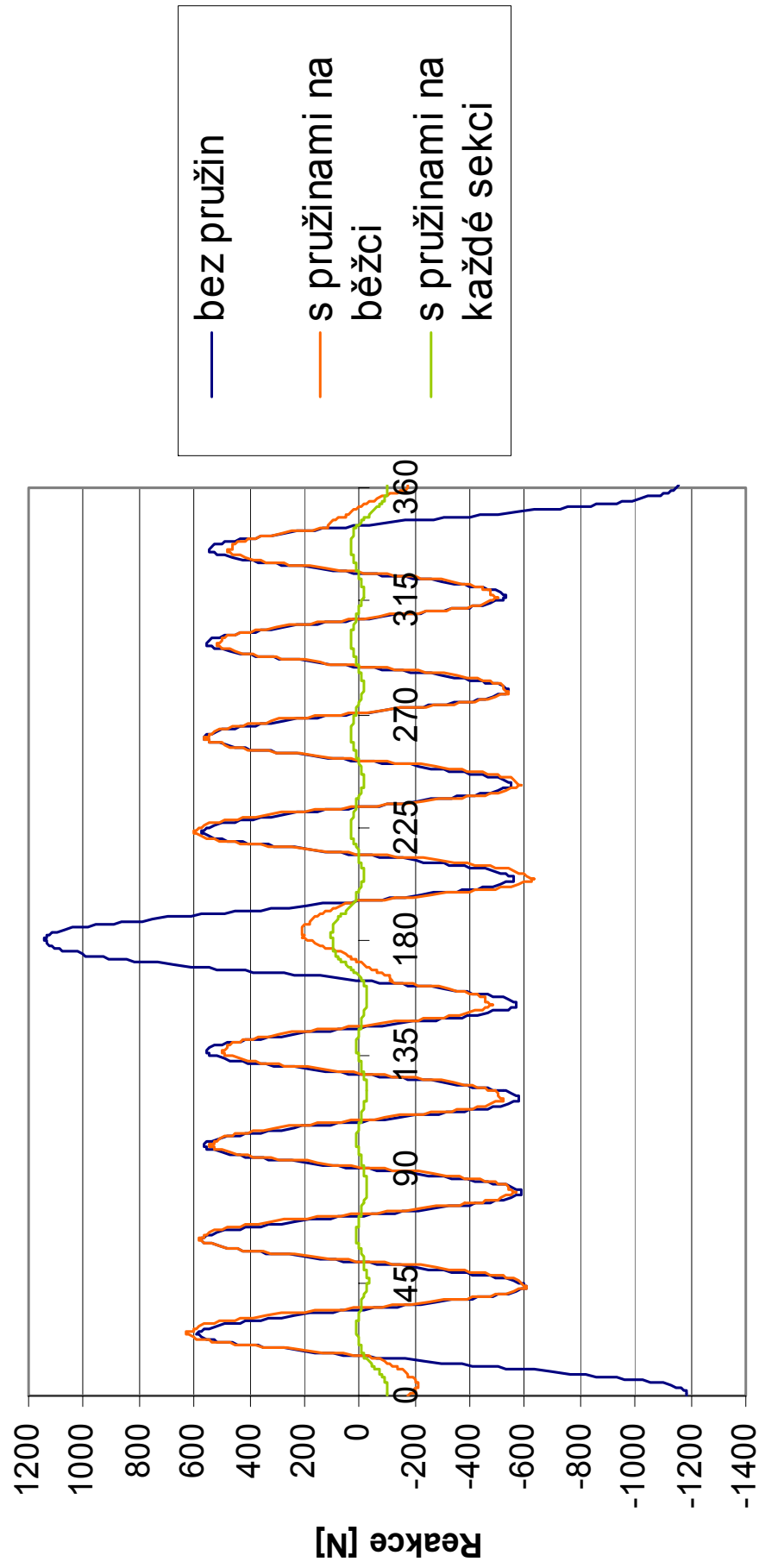
**G12** - Zdvih různých členů soustavy RT na 16. sekci

## Hnací moment



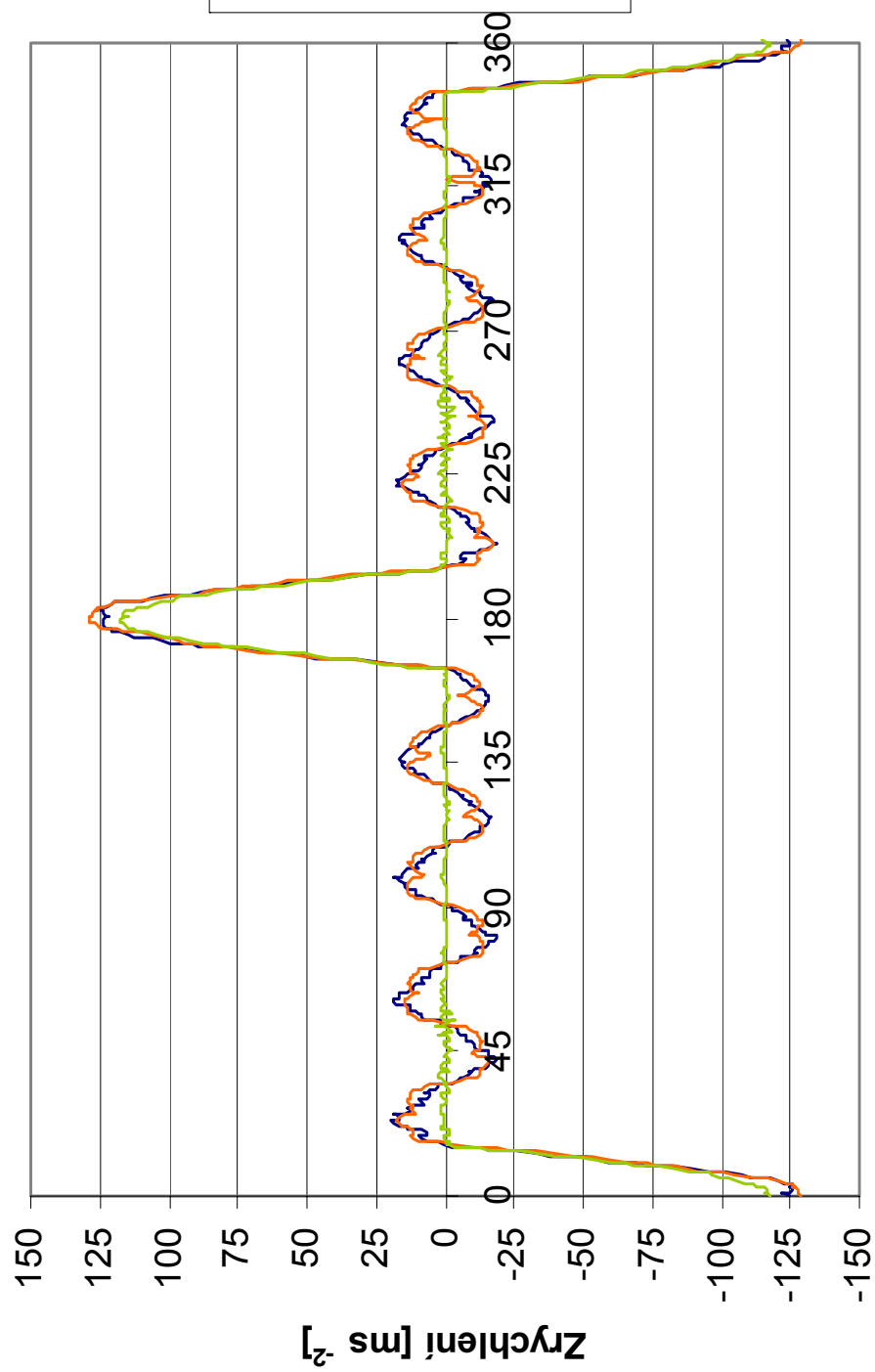
## Úhel natočení vačky [°]

## Reakce v místě uchycení RT



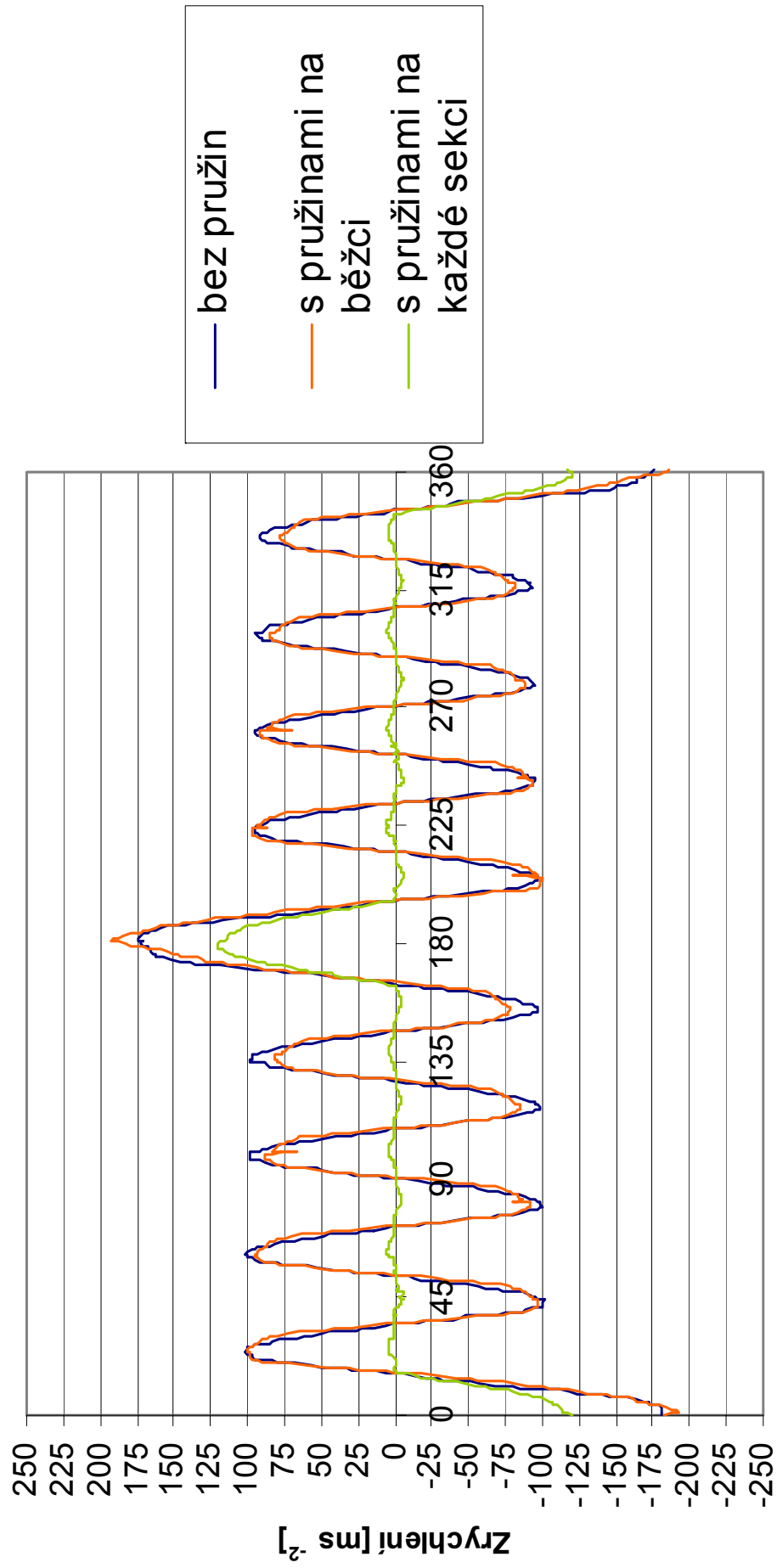
Úhel natočení vačky [°]

## Zrychlení na 1. sekci



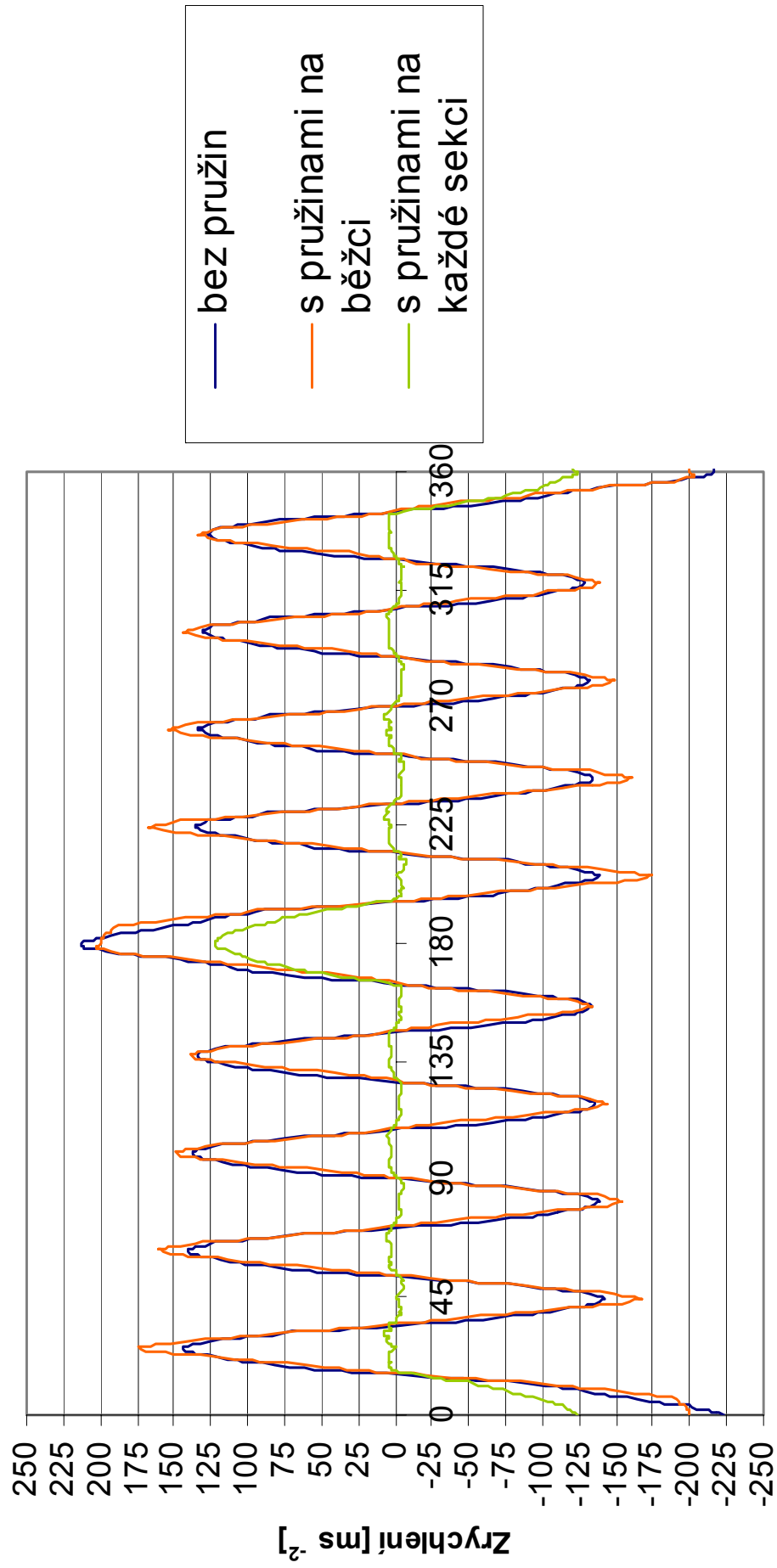
Úhel natočení vačky [°]

## Zrychlení na 8. sekci



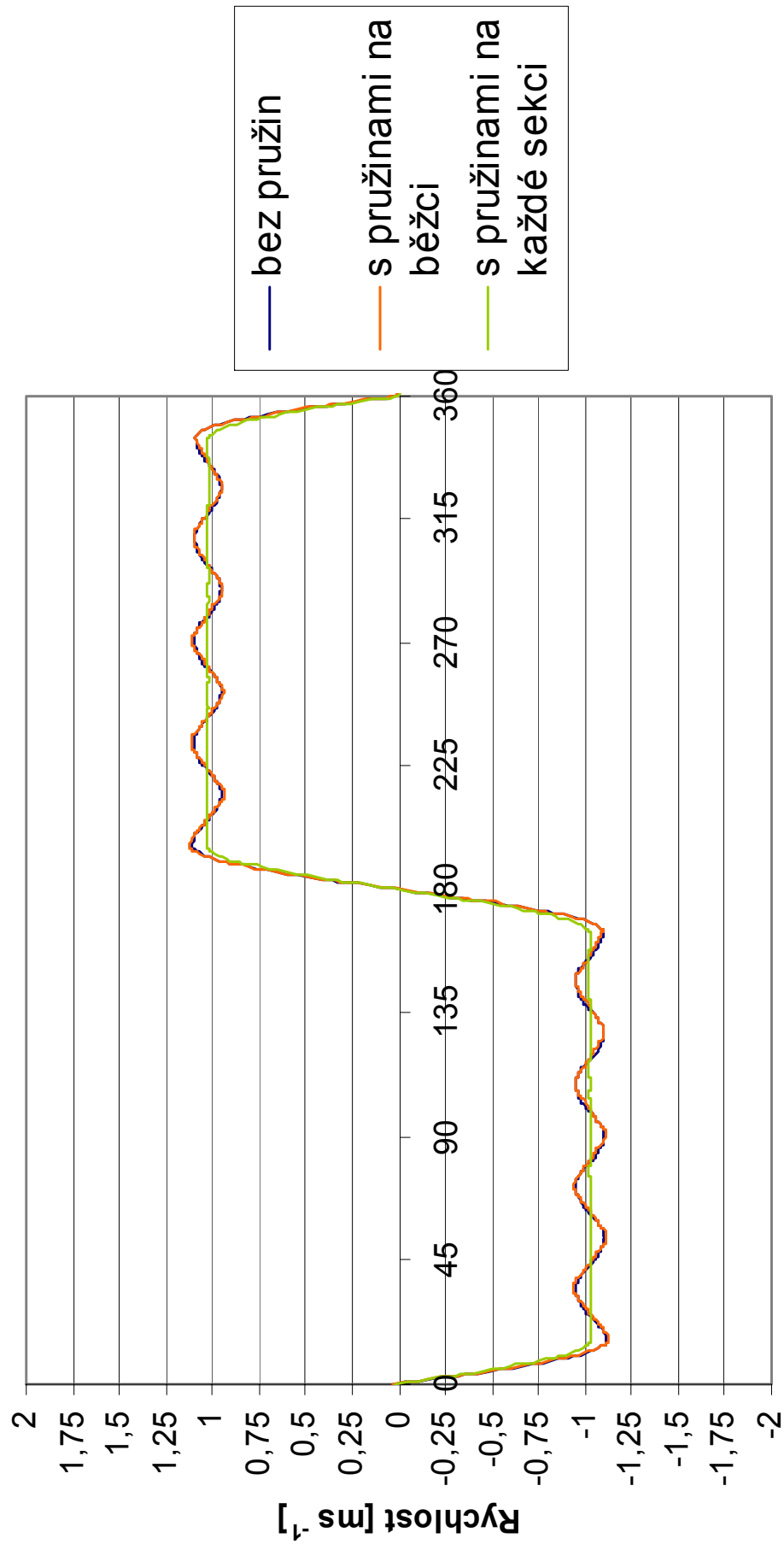
Úhel natočení vačky [°]

## Zrychlení na 16. sekci



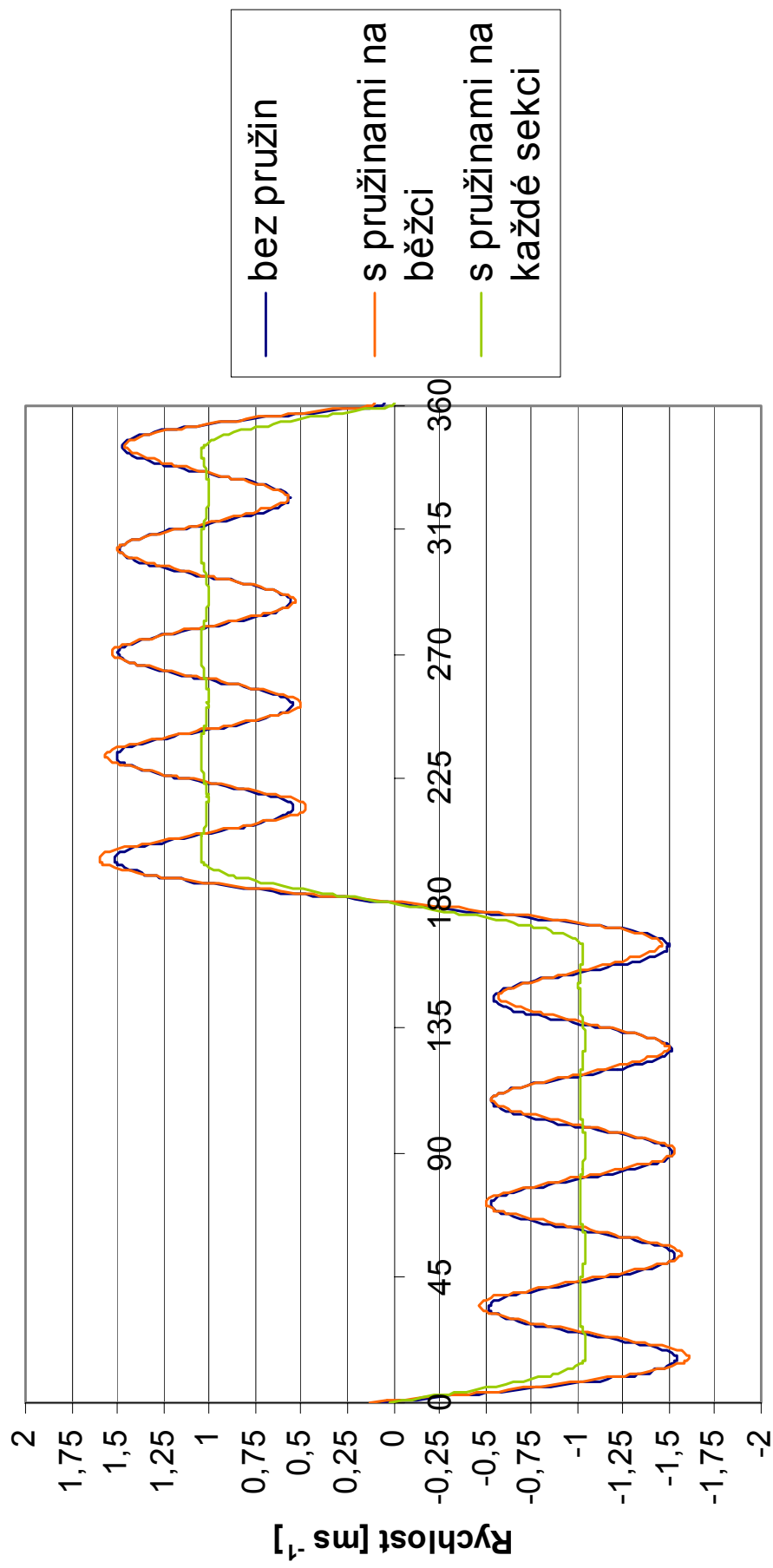
Úhel natočení vačky [°]

## Rychlost na 1. sekci



Úhel natočení vačky [°]

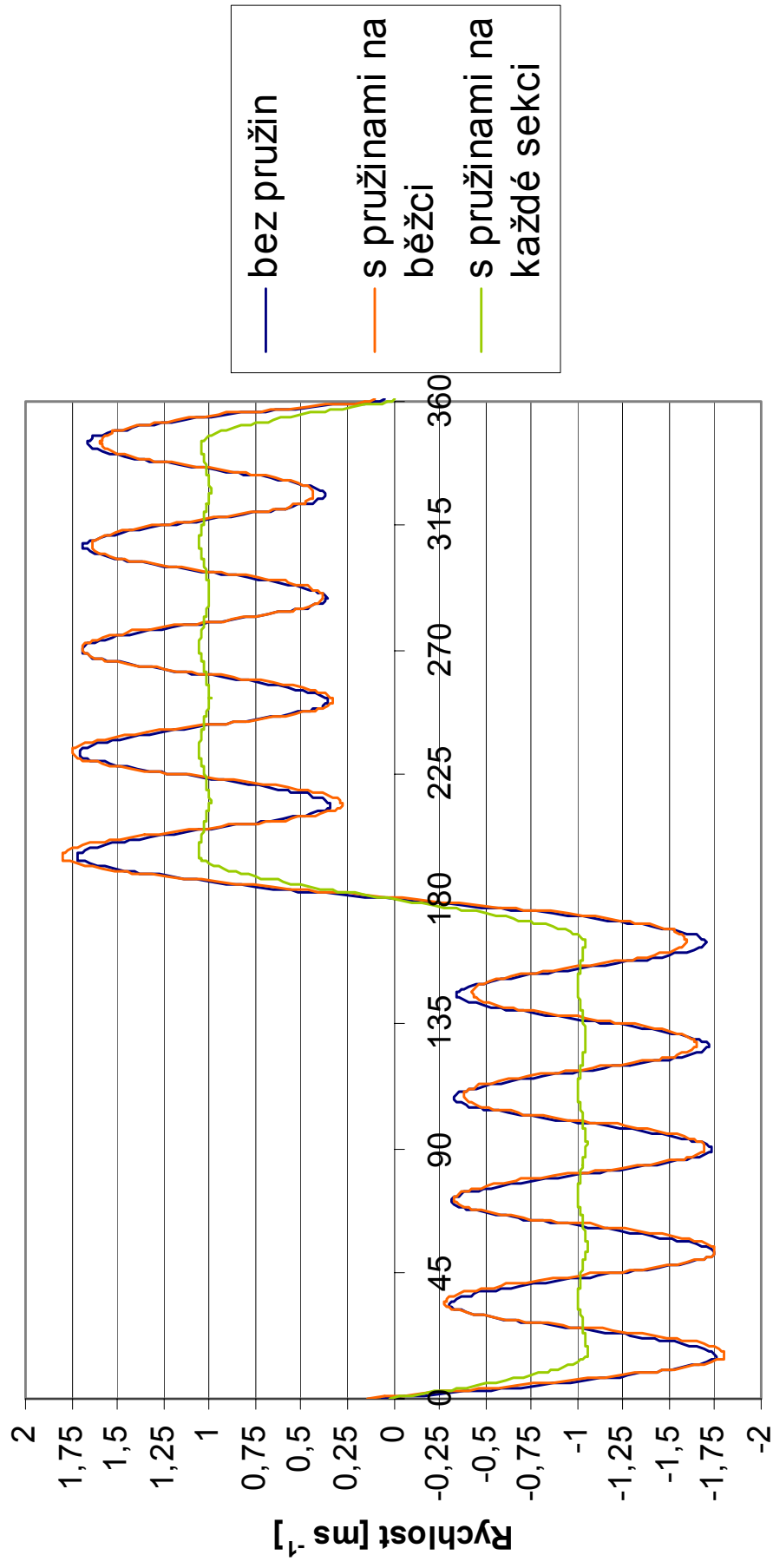
## Rychlost na 8. sekci



Úhel natočení vačky [°]

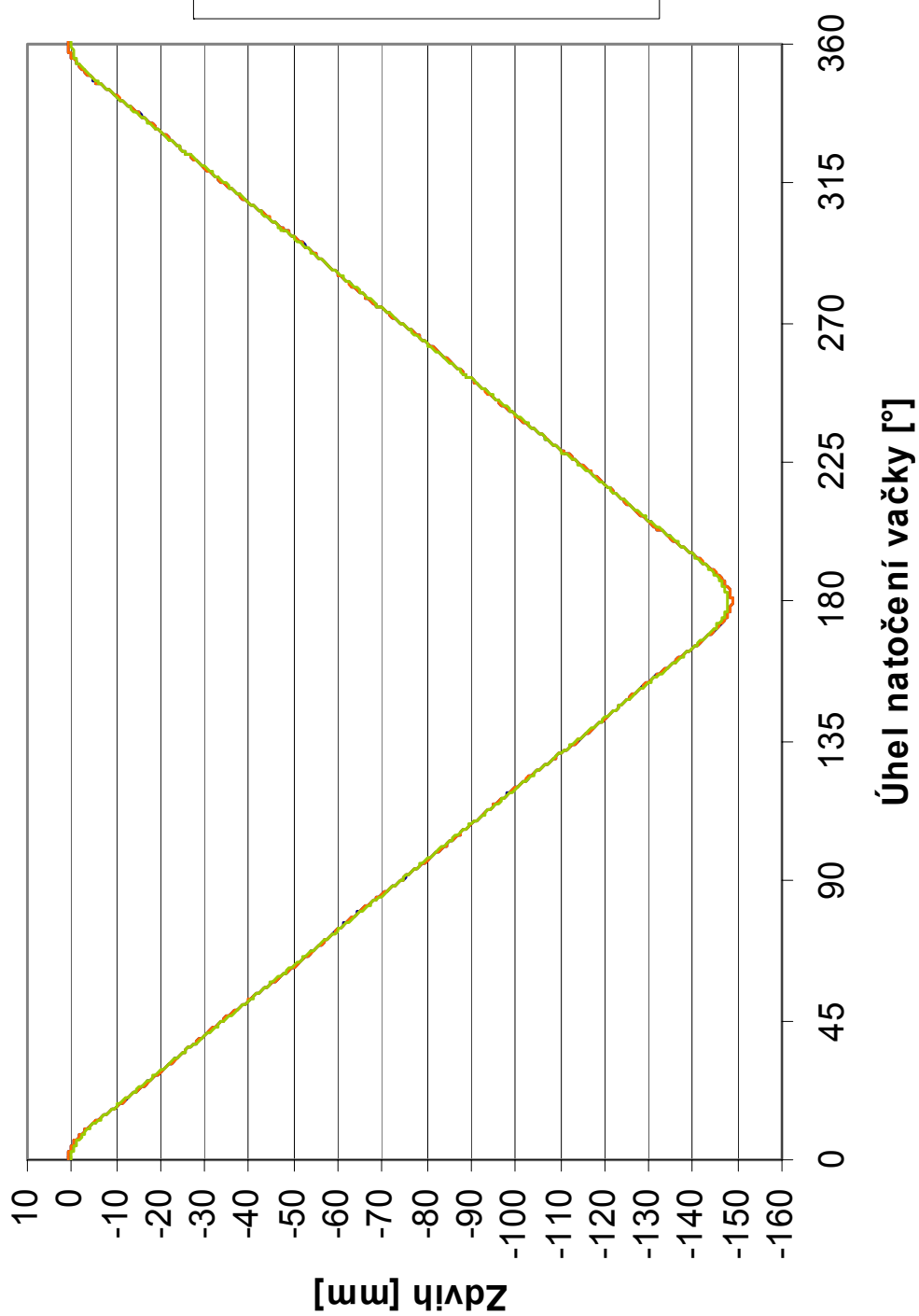


## Rychlost na 16. sekci

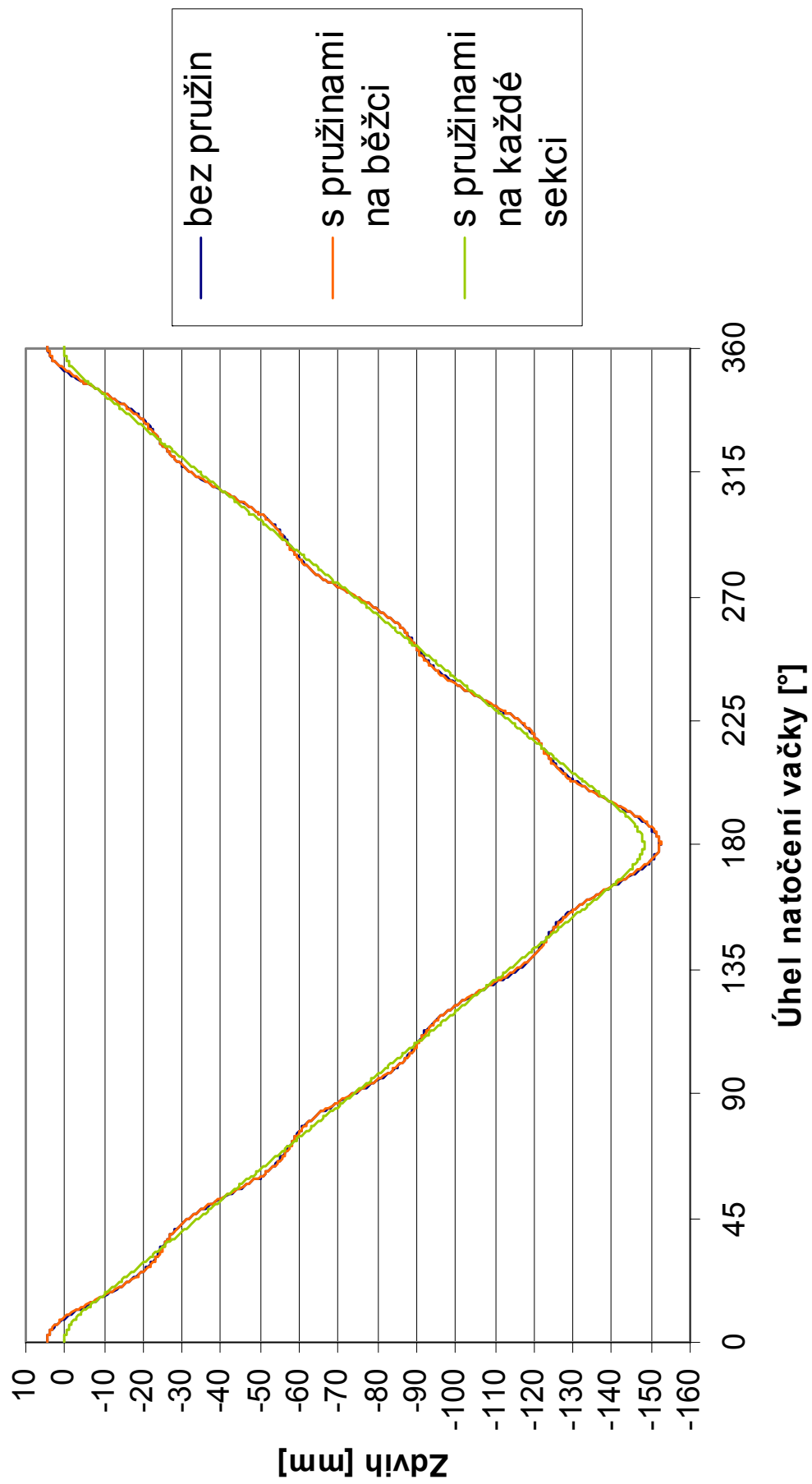


Úhel natočení vačky [°]

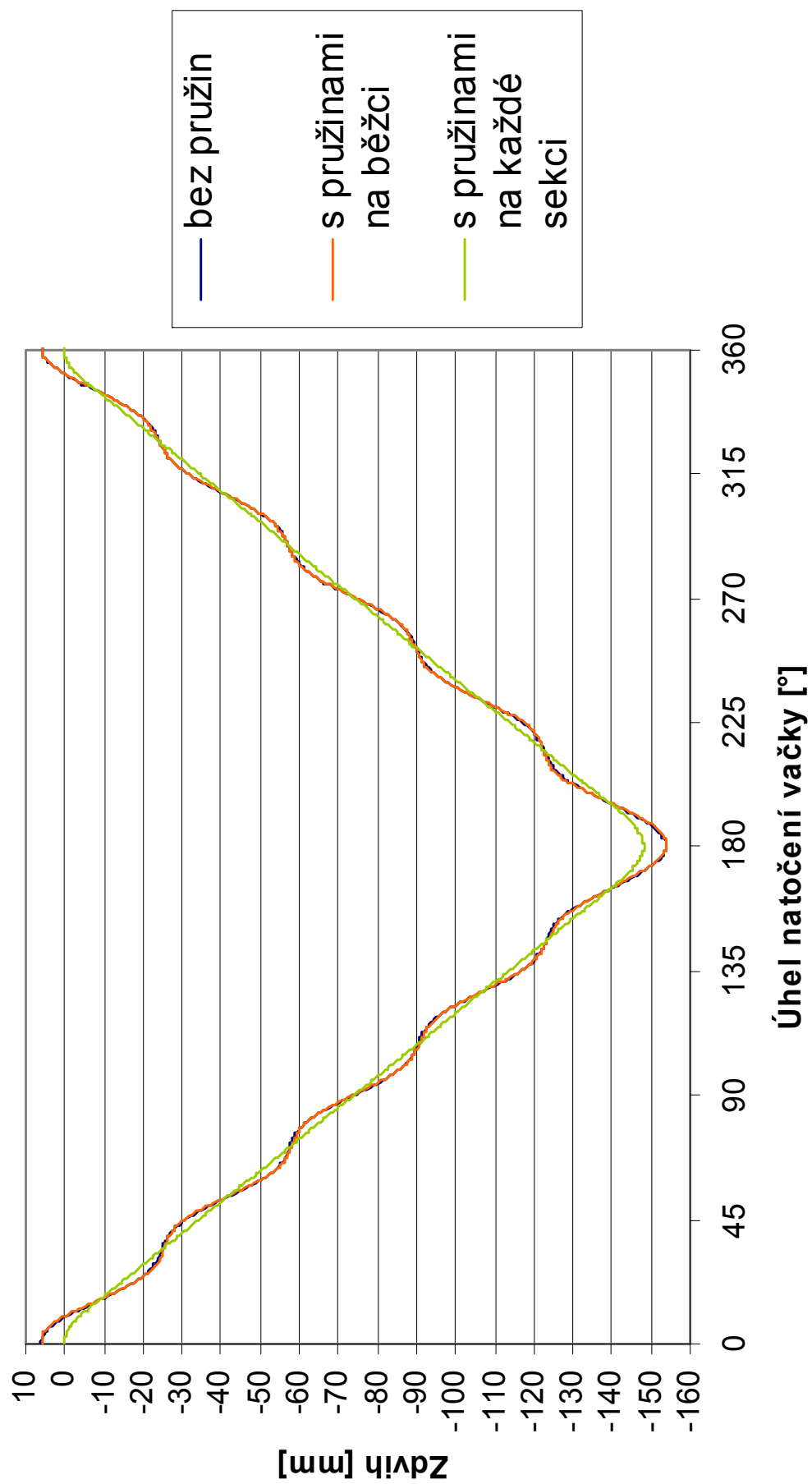
## Zdvih na 1. sekce



## Zdvih na 8. sekci



## Zdvih na 16. sekci



## **PŘÍLOHA H**

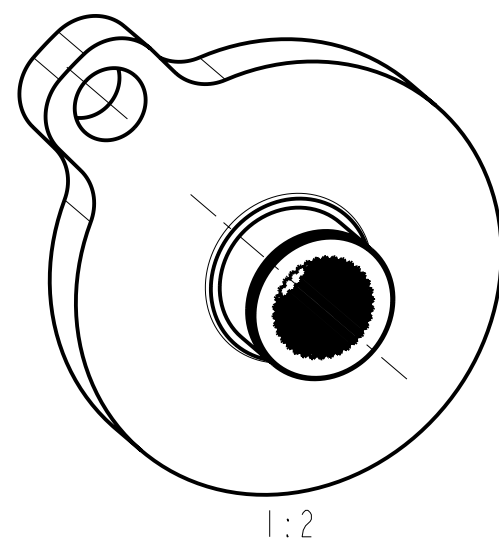
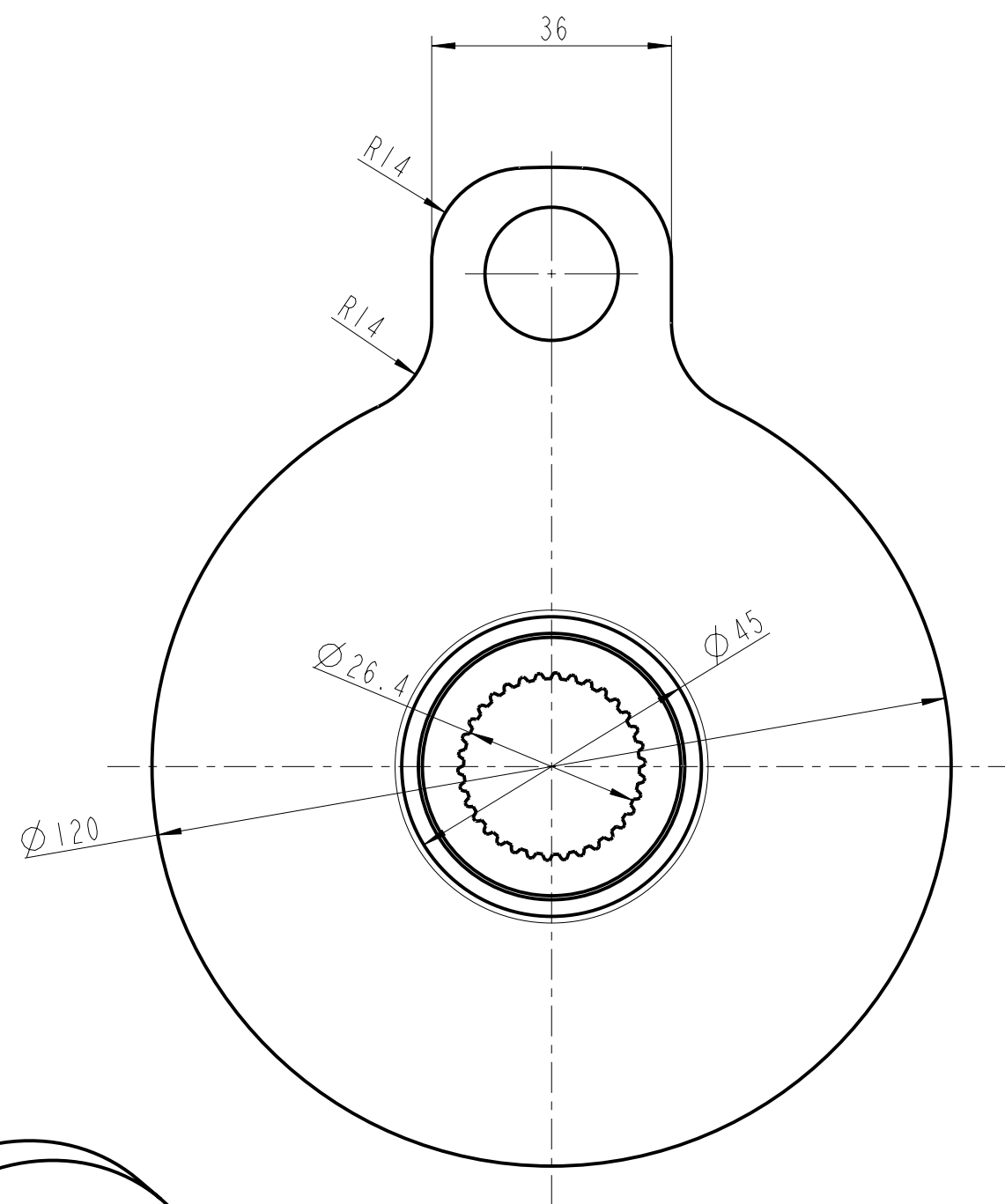
(Výkresová dokumentace)



**H2** – Výkres modifikované kliky mechanismu

**H3** – Výkres sestavy

**H4** – Výkres ocelové tlačné válcové pružiny

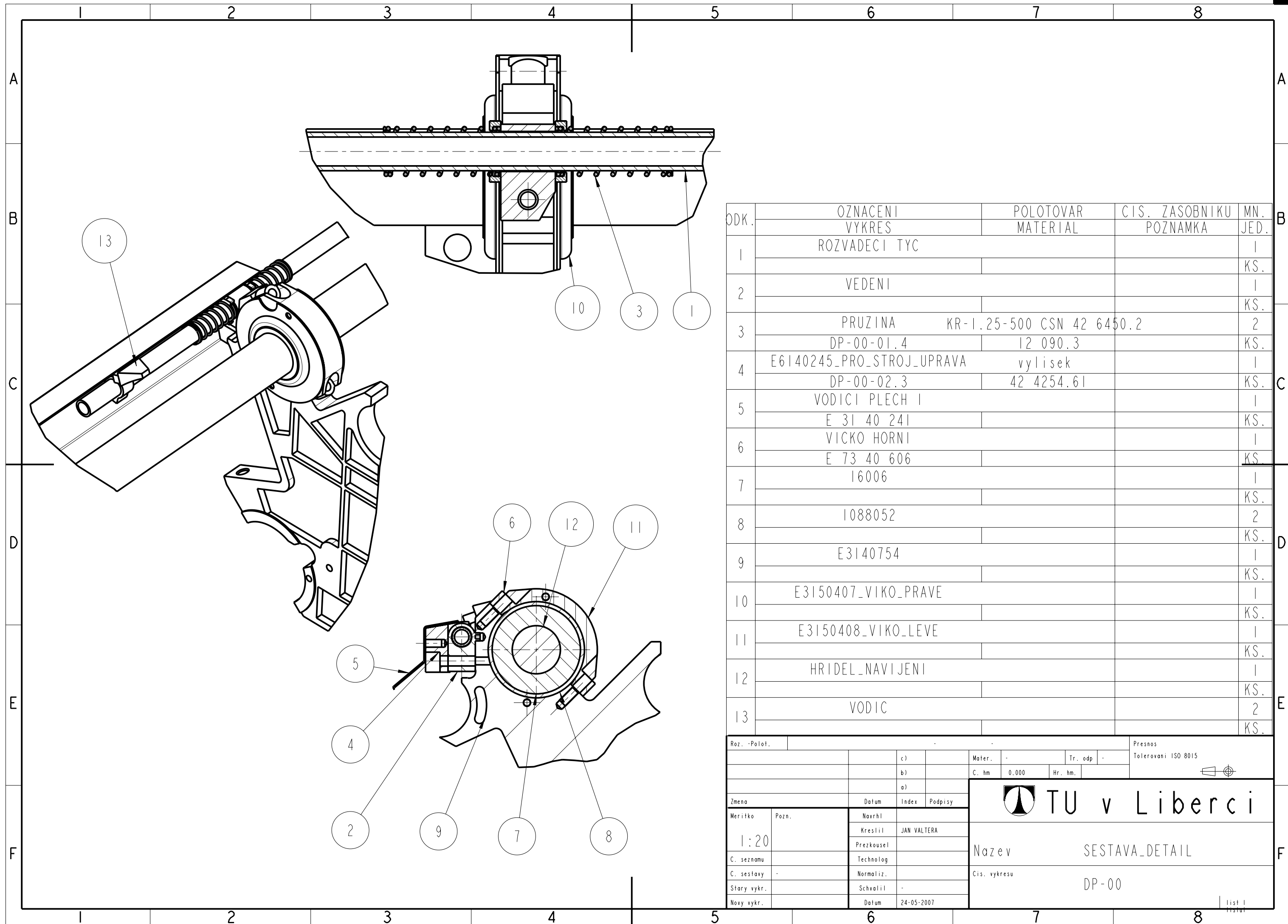
**H5** – Výkres modifikovaného držáku třetí ruky

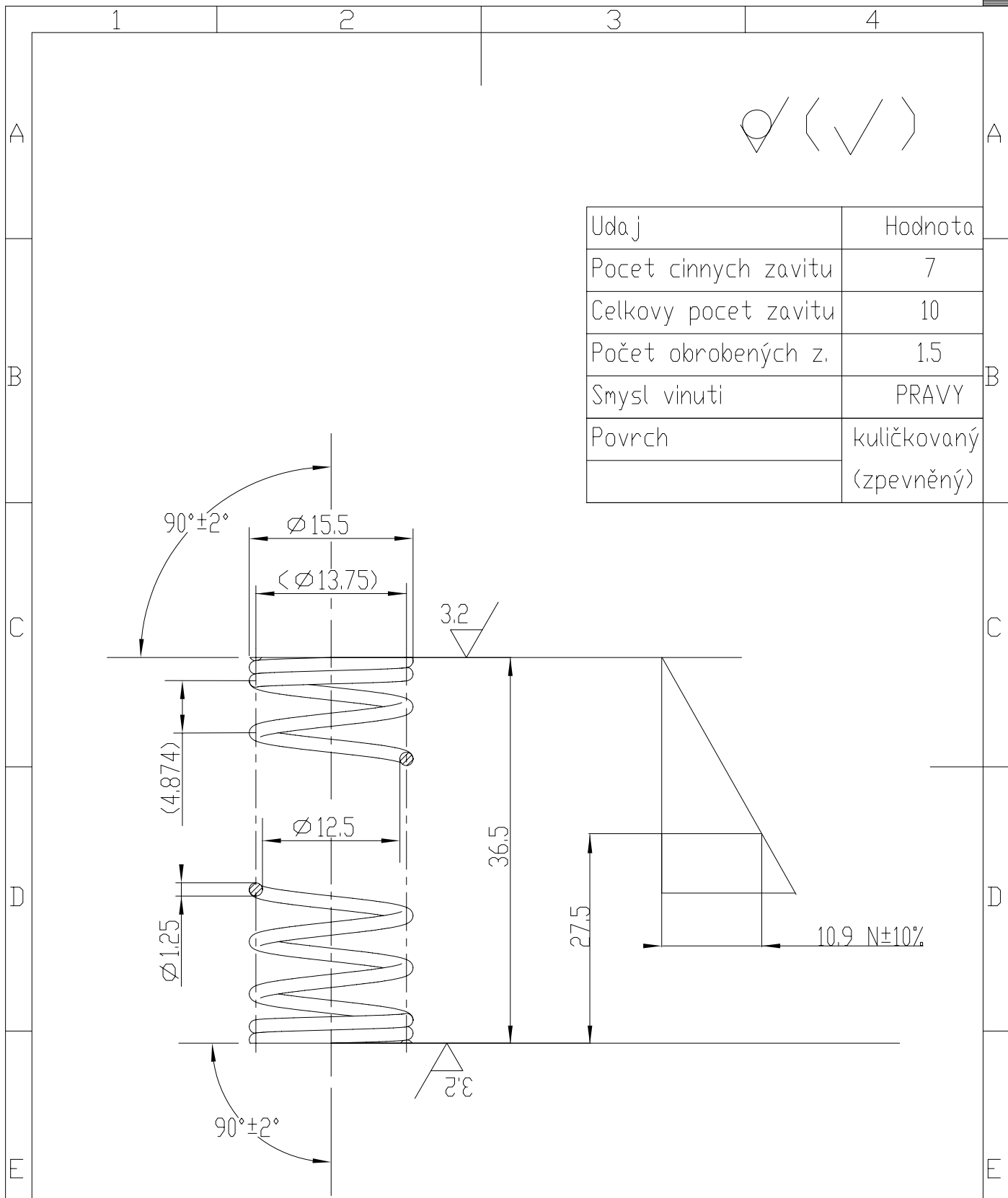


Roz. - Polof.		Siroká ocel 180 x 50 CSN 42 5524.0						-		Presnos		Tolerovani ISO 8015	
				c)				Mater.		II 600		Tr. odp 001	
				b)				C. hm		4.009		Hr. hm.	
				a)									
Zmena		Datum		Index		Podpisy		<div> TU v Liberci</div>					
<div> Pozn. Moment setrvcnosti I= 0.0039 kgm2</div>		Navrh											
		Kreslil		JAN VALTERA									
		Prezkousel											
		Technolog											
C. seznamu		Normaliz.				Nazev		KLIKA_2					
C. sestavy		Schvalil		-		Cis. vykresu		DP-01.3					
Stary vykr.		Datum		24-05-2007									
Novy vykr.													

list 1

listul

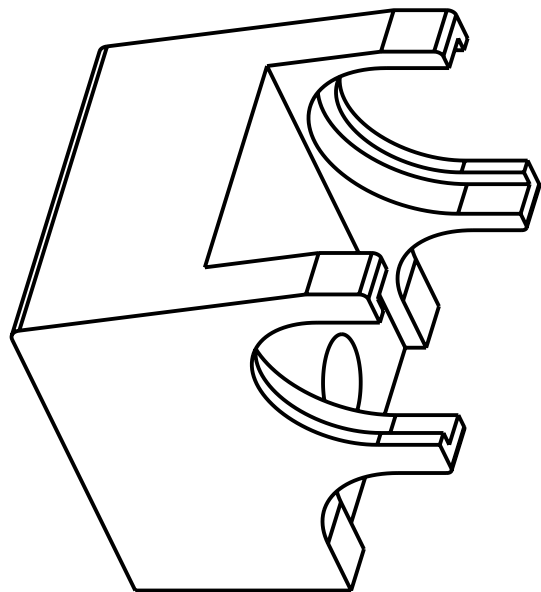
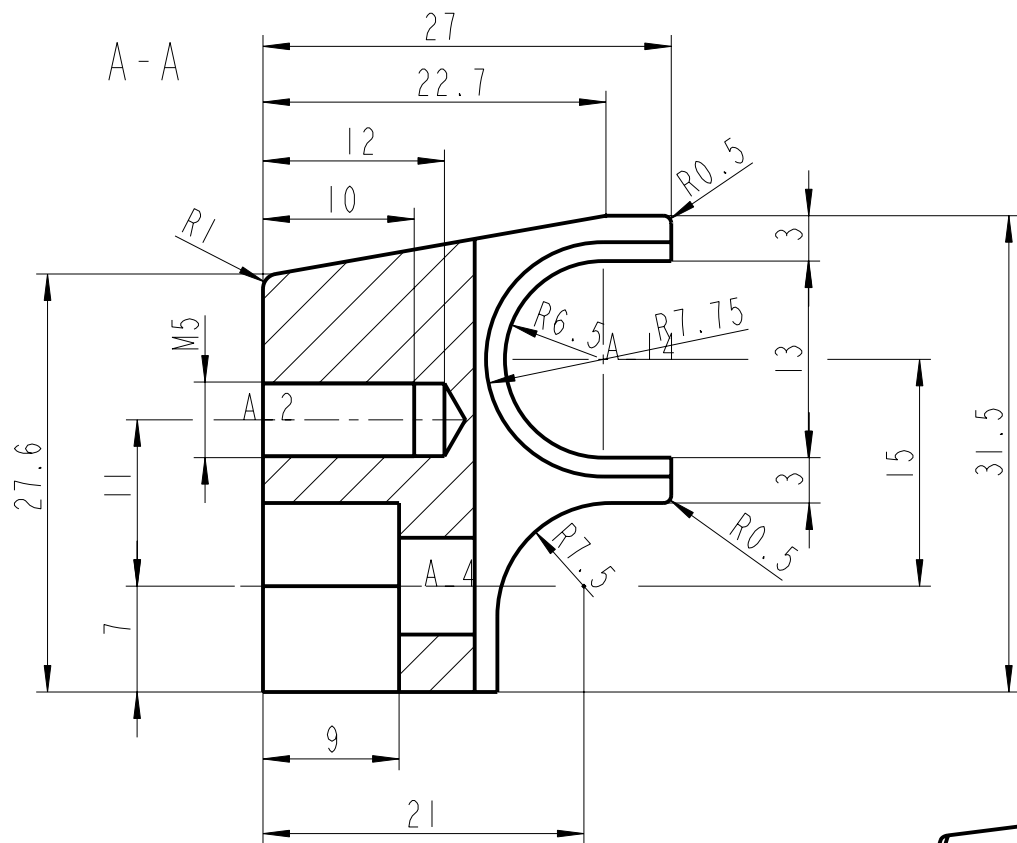
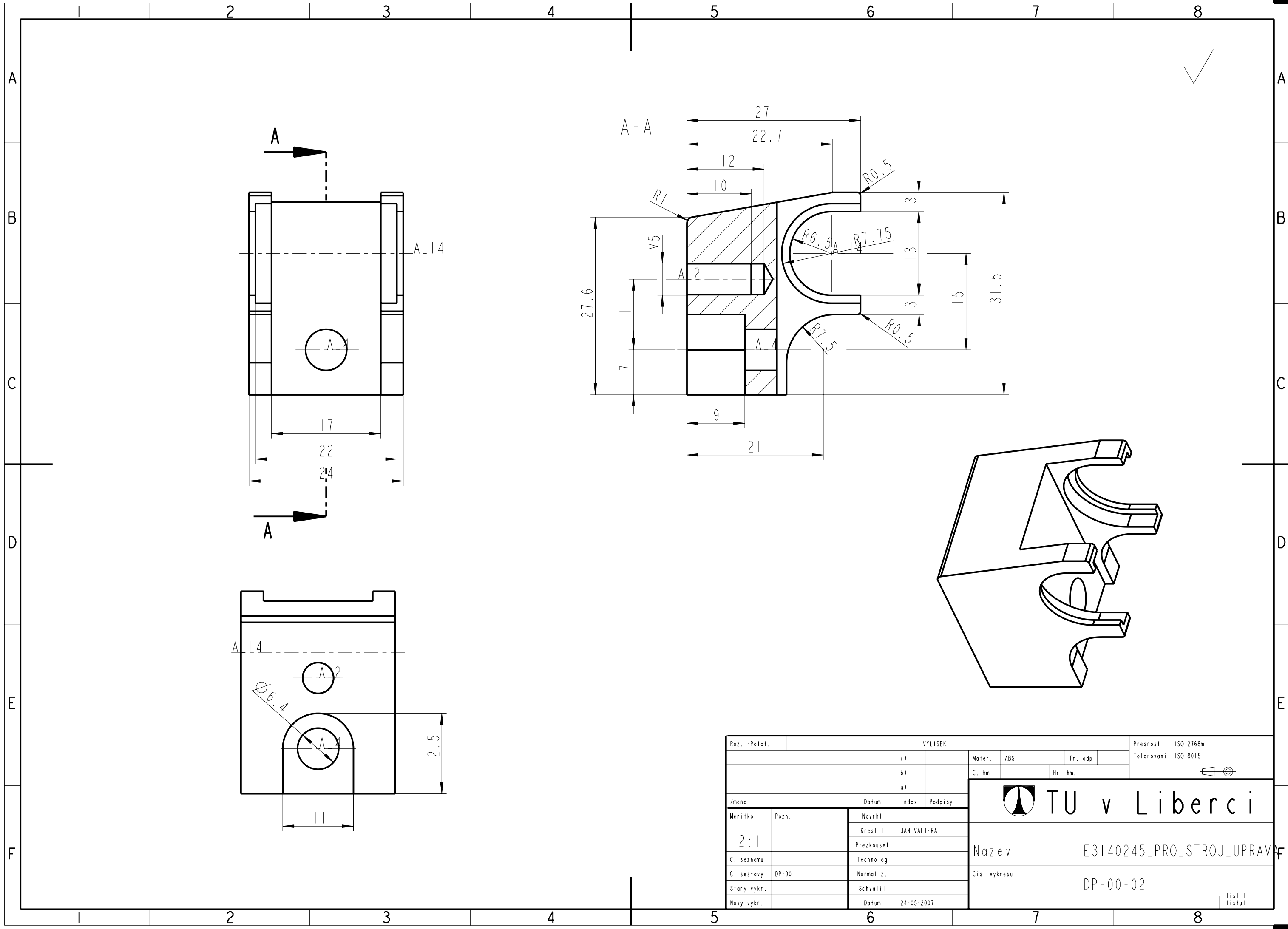




Uda j	Hodnota
Pocet cinnych zavitu	7
Celkovy pocet zavitu	10
Pocet obrobených z.	1.5
Smysl vinuti	PRAVY
Povrch	kuličkovaný
	(zpevněný)

Roz. -Polot.		KR-125-500 CSN 42 6450.2				Presnost ISO 2768-mK Tolerovani ISO 8015	
		c)		Mater.	12 090.3	Tr. odp	-
		b)		C. hm	0.000	Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
2:1		Kreslil	JAN VALTERA		Nazev PRUZINA		
C. seznamu		Prezkousel					
C. sestavy	DP-00	Technolog			Cis. vykresu DP-00-01.4		
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schvalil	-				
		Datum	25-05-2007				





Roz. -Počet.		VYLISEK				Presnost ISO 2768m				
		c)		Mater.	ABS	Tr. odp	Tolerovani ISO 8015			
		b)		C. hm		Hr. hm.				
		a)								
Zmena		Datum	Index					Podpisy	TU v Liberci	
Meritko	Pozn.	Navrh								
2:1		Kreslil	JAN VALTERA							
C. seznamu		Prezkousel								
C. sestavy	DP-00	Technolog			Navez E3140245_PRO-STROJ-UPRAVA					
C. sestavy	DP-00	Normaliz.			Cis. vykresu DP-00-02					
Stary vykr.		Schvalil			list 1 listul					
Novy vykr.		Datum	24-05-2007							